

V. D. U.
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
J. ČIURLYS,
V. D. U. DOCENTAS

MAŠINŲ TEORIJA

II DALIS

MAŠINŲ STATIKA IR DINAMIKA

KAUNAS
1 9 4 1

MAŠINŲ STATIKA IR DINAMIKA.Bendros pastabos.

Mašina tarnauja darbui gauti, arba jį perduoti, arba vieną energijos pavidalą pakeisti kitu.

Kad mašina būtų vartojama praktiškame gyvenime, ji turi būti ekonomiška; todėl mašina savo darbe turi būti naši ir patvari.

Siekdami jos šitų privalumų kuo aukščiausiam laipsny, mes turime visais atžvilgiais pažinti mašinoje veikiančias jėgas, jų darbą, jų pusiausvyrą judėjimo metu, turime gerai pažinti tas apystovas, kuriose vyksta mašinų dalių judėsiai jos darbo metu (žalingi priešiniai mąsai, virpėjimai).

Mašinos patvarumui ir darbo našumui turi didelės reikšmės jos tinkama eja ir ejos metu tam tikras stovingumas ant pamatų.

Visų čia iškeltų klausimų pažinimas yra būtinais reikalingas mašiną skaičiuojant ir ją konstruojant.

Mašina yra fizinių kūnų tam tikra sistema. Ją nagrinėdami aukščiau nurodytais atžvilgiais, mes taikysime teoretinės mechanikos statikos ir dinamikos dėsnius, atsižvelgdami sulig reikalo į tą aplinkybę, kad teoretinė mechanika nagrinėja idealius, o ne fizinius kūnus.

I. MAŠINOJE VEIKIANČIOS JĖGOS.1. Jėgų suskirstymas.

Mašinoje, kaip nelaisvo judėsio sistemoje, veikiančios jėgos skirstomos į dvi grupes:

1) į duodamąsias jėgas ir 2) į ryšių reakcijas.

Prie duodamųjų jėgų priklauso:

a) varančioji jėga – ji judina mašiną (pav., garo slėgis į stumoklį), ji veikia judėjimo kryptimi, abiem kryptim supuolant, ar sudarant smailų kampą. Jos darbas visuomet teigiamas. Ją žymime raide P.

b) naudingo priešinimosi jėga, t.y. jėga, kuriai nugalėti ir mašina pastatyta, pav., tekinamo ar drožiamo daikto priešinimasis, keliamojo sunkio priešinimasis ir t.t.

Priešinimosi jėgos kryptis yra arba tiesiai priešinga judėjimo kryptčiai arba sudaro su ja buką kampą. Jos darbas visuomet neigiamas. Ją žymime raide Q.

c) Mašinos grandžių svorio jėgos: jų darbas būna teigiamas, ar neigiamas, žiūrint, ar grandies svorio centro persistumimo projekcijos kryptis į svorio jėgos kryptį supuola su pastarąja, ar jai priešinga. Grandžių svorį žymime raide G.

2). Ryšių reakcijos jos veikia kinematinųjų porių elementuose. Jas tyrime raide R ; jas nagrinėjame išdėstę į R_n - normalines porių elementų reliatyvaus judėsio kryptį ir į statmenas normalinėms R_t - tangencines, tiesioginiai priešingas porių elementų reliatyvaus judėsio kryptiai. Jėgų R_n darbas dėl jų krypties lygus nuliui; jėgų gi R_t darbas visuomet neigiamas.

Į ryšių reakcijų dydį atsiliepia inercijos jėgos, kurios atsiranda, kai grandinės sistemos taškų greičiai kinta. Inercijos jėgą žymėsime raide J . Jų darbas gali būti teigiamas, ar neigiamas.

Aplinkos reakcija, kaip priešinimasis joje judančiam daiktui, mūsų nagrinėjamuose atsitikimuose dažniausia bus nežymi sulyginant su trinties reiškiniais, todėl ji dažniausia nebus imama dėmesin. Šiaip ją reikėtų priskaityti prie duodamųjų jėgų.

2. Matavimo vienetai.

Tarybų Sąjungoje priimtose dvi mechaninių vienetų sistemos:

1) M K S - Metras, Kilogramas (jėga) ir Sekundė, ir

2) M T S - Metras, Tonna (masė) ir Sekundė.

Antrojoje sistemoje jėgos vienetais vadinasi "Stėn" (sutrumpintai Sn) ir reiškia jėgą, kuri suteikia 1 tonos masei greitėjimą

$$1 \frac{\text{mtr.}}{\text{sec.}}; 1 \text{ sn} = 10^8 \text{ din} = 101,972 \text{ kg} \approx 102 \text{ kg}.$$

Apie šias sistemas ir jų ryšį su CGS (Centimetras, Gramas ir Sekundė) kalba normos OST 6052 ir OST 6053.

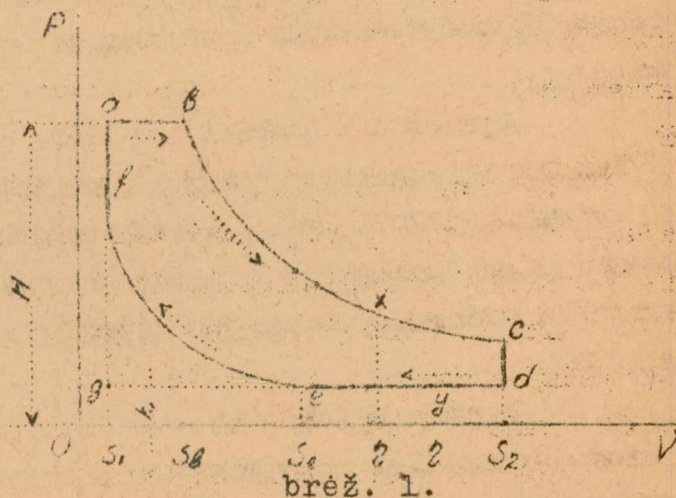
3. Jėgų ir jų veiksmo vaizdavimai.

Mašinos duodamųjų ir kitų jėgų dydį ir jų kitėjimą nulemia jos ekonomingai atliekamas darbo procesas. Minimų jėgų dydį ir jų kitėjimą labai patogu vaizduoti grafiniu būdu.

Pradėsime nuo varančios jėgos ir, kaip pavyzdį, paimsime garo mašinos varančiąją jėgą. Ši diagrama vaizduoja garo cilindre-ryje iš vienos stumoklio pusės garo spaudimo kitėjimą, kol svarbusis yvelenas padaro vieną apsisukimą, o stumoklis sukaria ten ir atgal.

Abscisės rodo stumoklio padėjimus, o ordinatės - atatin-

kantį garo slėgį. Abscisės tuo pačiu laiku rodo ir garo cilindro tarp dugno ir stumoklio tūrio V kitėjimus, kadangi stumoklio plotas pastovus.



S_1 - kairioji kraštutinio stumoklio padėtis.

S_2 - dešinioji " " " " .

$S_1 S_2$ - stumoklio pilna eiga.

$S_1 S_b$ - stumoklio kelias, kol iš katilo garas leidžiamas; garo slėgis H lygus garo slėgiui katilė; diagram. tiesioji ab // Ov.

$S_b S_2$ - stumoklio kelias, kada iš katilo garo įleidimas sustabdytas ir esamas cilinderyje garas plečiasi dešniu $p.v = \text{const.}$;

bc - kreivoji - giperbolė. Op ir Ov jos asimptotės. Šviežio garo įleidimas buvo sustabdytas iš ekonomijos.

Stumoklio eigos gale S_2 atsidaro garui išleisti langas, spaudimas krinta iki h (išorės spaudimas). Stumoklis pradeda eiti atgal.

$S_2 S_e$ - stumoklio kelias atgal, kol langas atidarytas ir garas išleidžiamas.

$S_e S_1$ - stumoklio kelias, kada garo išleidžiamasai langas uždarytas ir vyksta likusio garo suspaudimas beveik iki katilo garo slėgio H (ordinate $S_1 f < H$). Tas daroma 1) dėl ekonomijos: suspaudžiant garą pakeliama jo temperatūra beveik iki katilo garo temperatūros, todėl gaunama, įleidžiant šviežią garą, mažesnė kondensacija ir 2) techniškais sumetimais: sudaroma inercijos jėgoms paduška, pereinant per negyvąją padėtį ir išvengiama smūgio.

Pasibaigęs šis ciklas su nauju veleno apsisukimu vėl kartojasi.

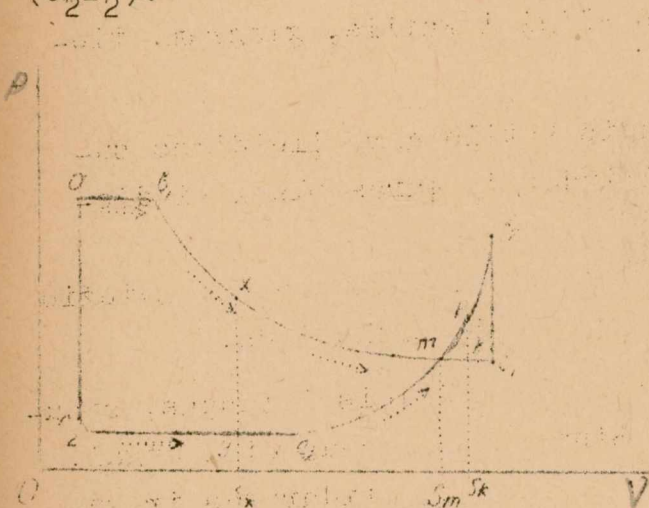
Os_1 - yra vadinamasai miręs tūris; jis atsargumo dėliai tarp cilindrio dangčio ir stumoklio yra visuomet.

Aprašytasai ciklas vyko iš vienos stumoklio pusės, šiame atvejuje iš kairės: toks pat ciklas vyksta ir iš dešinės stumoklio pusės.

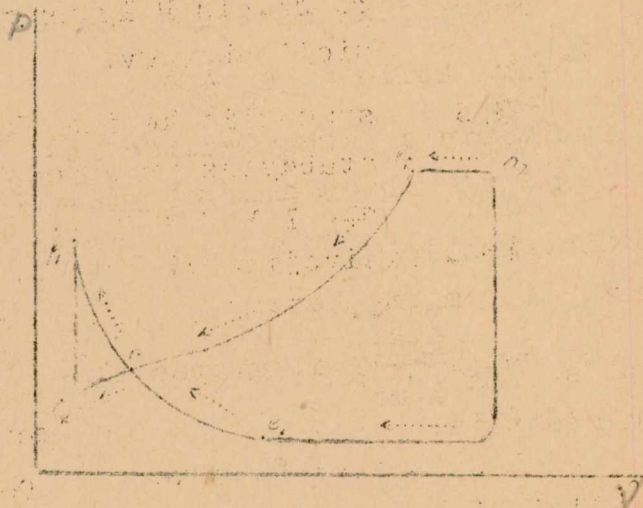
Aprašytoji diagrama duoda galimybę kiekvienai stumoklio padėčiai turėti slėgį p jo Sm^2 . Sakysime, padėtyje ζ slėgis p stumokli, einantį į dešinę iš kairės pusės, bus reiškiamas ordinate ζx , o einant atgal padėtyje η slėgis p kairę pusę bus $-\eta y$. Pavartojus priimtus sudarnat diagramą mastelius, bus galima išreikšti slėgį ir kg į Sm^2 .

Garų veikimas iš abiejų stumoklio pusių yra suderintas: kai vienoje stumoklio pusėje šviežias garas leidžiamas ir toliau kai jis veikia plėsdamasis, tuo pačiu laiku kitoje stumoklio pusėje garas dalį kelio išleidžiamas, o kitą dalį spaudžiamas. Atsižvelgus į šitai, diagramos atrodo štai kaip: (brėž. 2 ir 3).

Stumoklis eina iš kairės į dešinę. Tuo laiku iš stumoklio kairės pusės garas įleidžiamas (a, b), garas plečiasi (b, c), iš dešinės stumoklio pusės vyksta garo išleidimas ($c_2 e_2$) ir suspaudimas ($e_2 f_2$).



Brėž. 2.



Brėž. 3.

Stumoklis eina iš dešinės į kairę. Iš stumoklio dešinės pusės - garo įleidimas ($a_2 b_2$), garo plėtimasis ($b_2 c_2$), tuo pačiu laiku iš kairės pusės - $c_1 e_1$ - garo išleidimas ir $e_1 f_1$ - garo suspaudimas.

Diagramos 2 ir brėž. 3 duoda galimumą nustatyti tikrąjį garo spaudimą į stumoklį, kaip garo vienalaikio spaudimo iš abiejų stumoklių pusių išdavą. Pavyzdžiui, stumokliui einant į dešinę jis turės padėtyje S_x iš kairės spaudimą reiškiamą ordinate $S_x X$, o iš dešinės $S_x Y$, jų skirtumas ($S_x S - S_x Y$) ir rodys spaudimą šiuo atveju į stumoklio judėjimo pusę, o padėtyje S_k - iš kairės pusės bus spaudimas $S_k K$, iš dešinės - $S_k p$ jų skirtumas ($S_k K - S_k p$) bus neigiamas ir rodys spaudimą iš dešinės priešingą stumoklio judėjimo kryptį. Padėtyje S_m spaudimai iš abiejų stumoklio pusių yra vienodi, todėl tikrasai spaudimas - 0. Tokiu pat būdu galėtume pasekti garo spaudimų kitėjimą ir stumokliui einant iš dešinės į kairę.

Analogiškai sudaromo vidaus degimo ir kitokių variklių varančios jėgos diagramos, kurios gali būti ir žymiai skirtingos nuo mūsų pavaizduotų brėž. 2 ir 3, bet jos visos duoda galimumą surišti varančios jėgos pridėjimo taško išeitąjį kelią ir jam atitinkančius varančios jėgos kitėjimus. Kitaip sakant $P = f(S)$.

Taip pat galima sudaryti diagramas - rišančias naudingo priešinimosi jėgas ir jų taško pridėjimo išeinamus kelius, taikomus tam tikram periodui.

Ryšių reakcijas ir inercijos jėgas reikalui esant taip pat galime pavaizduoti diagramomis taikant tiems patiems laiko periodams, kaip ir duodamųjų jėgų.

DARBO DIAGRAMOS.

Kai turime diagramą jėga - kelias brėž. 4, galime patogiai surasti darbą, atliktą kokiame nors kelyje $S_1 - S_0$ ir taipogi sudaryti diagramą: darbas - kelias (žiūr. brėž.5).

Tegul jėgų mastelis bus

$$m_p \text{ kg/mm, kelio gi } m_s \frac{\text{mtr}}{\text{mm}}.$$

Elementarinis darbas galima išreikšti $dA = P \cdot dS = m_p \cdot m_s \text{ pds.}$

$$\text{Darbas kelyje } S_1 - S_0 = A = \int_{S_1}^{S_0} P \cdot dS = m_p \cdot m_s \text{ pds;}$$

$$m_p \cdot m_s = m_A \frac{\text{kgmtr}}{1 \text{ mm}^2} \text{ diagramos plotų mastelis.}$$

$$A = m_A \int_{S_1}^{S_0} \text{pds.}$$

$\int_{S_1}^{S_0} \text{pds}$ yra diagramos figūros

$S_0 a_0 a_1 S_1 S_0$ - plotas, kurį nesun-

ku surasti trapecijų, planimetravimo ir kitokiais būdais.

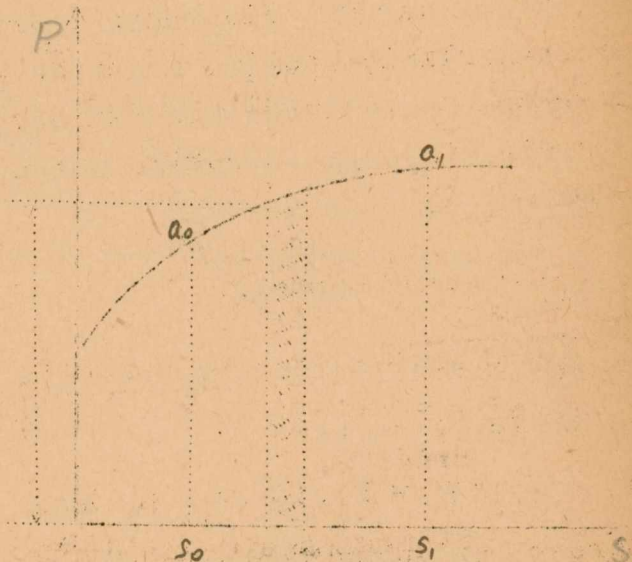
Atidedant abscisų ašyje išeitą kelią, o ordinačių - atliktą darbą tame kelyje, gausime diagramą "darbas - kelias". Ją galima sudaryti grafiniu būdu iš diagramos (brėž.4) "jėga - kelias".

Jūs. Brėž. 5 kreivoji $0 - a_5$ vaizduoja $A = f(S)$. Jos mastelis $m_A = m_p \cdot m_s \cdot H$. Jos ordinatė, sakysim, $s_3 a_3$ reiškia mastelyje $m_A = m_p \cdot m_s \cdot H$ darbą atliktą kintančios jėgos P kelyje OS_3 . Tas seka štai iš ko.

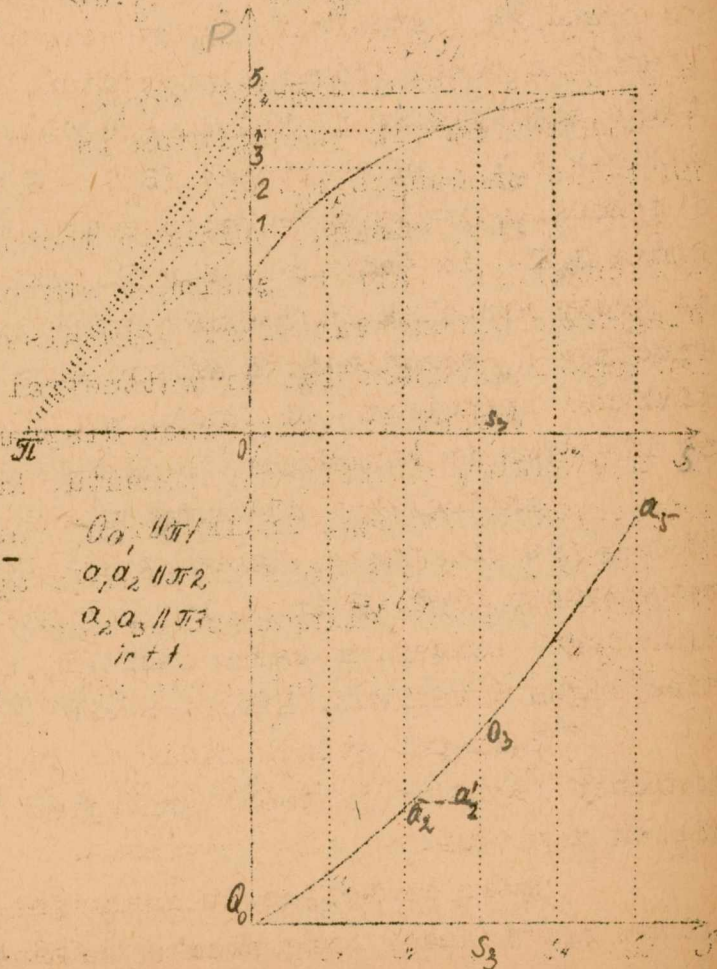
Trikampiai $a_2 a_3 a_2'$ ir $\pi \circ 2$ panašūs; iš to seka

$$\frac{dA_3}{03} = \frac{dS}{H}; \text{ turime } \overline{dS} = \frac{dS}{m_s};$$

$$\overline{03} = s_3 p_3 \text{ vid.} = \frac{P_3 \text{ vid.}}{m_p}; \quad dA_3 =$$



Brėž. 4.



Brėž. 5.

$$= \frac{P_3 \text{ vid.}}{m_p} \cdot \frac{dS}{m_s} \cdot \frac{1}{H} = \frac{P_3 \text{ vid.} \cdot dS}{m_p \cdot m_s \cdot H} = \frac{P_3 \text{ vid.} \cdot dS}{m_A} \quad \text{t.y. elem. darbas mas-}$$

$$\text{telyje } m_A = m_p \cdot m_s \cdot H.$$

Kai mašina susideda iš stovinčio statoriaus ir besisukančio rotorius daromos diagramos (garinės, dujų ir vandens turbinos, elektro varikliai): sukimo momentas - M_d - pasisukimo kampas - φ . Tam tikruose masteliuose abscisų ašyje atidedamas pasisukimo kampas φ , o ordinačių ašyje - sukimo momentas M_d ir gaunama diagrama parodyta brėž. 6.

$m_\varphi \frac{1}{\text{mm}}$ - kampų mastelis

$m_M \frac{\text{kgm}}{\text{mm}}$ - sukimo momentų mastelis.

Elementarus darbas

$$dA = M_d \cdot d\varphi = \bar{M}_d \cdot d\varphi \cdot m_\varphi \cdot m_M \text{ kgm.}$$

Darbas pasisukus iš kampo φ_0 iki kampo φ_1 bus lygus

$$A = \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} M_d \cdot d\varphi = m_M \cdot m_\varphi \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} \bar{M}_d \cdot d\varphi$$

t.y. lygus plotui figūros $ab\varphi_1\varphi_0$ išreikštam mm^2 ir padaugintam iš mastelių sandaugos $m_M \cdot m_\varphi$.

Kaip mašinų, turinčių mechanizmus skriejikas - švaistuoklis - čiaužiklis, taip ir mašinų - statoriaus - rotoras, varančios jėgos diagramas užrašo tam tikri prietaisai: pirmosioms - indikatoriai, antrosioms - dinamometrai ir wattmetrai.

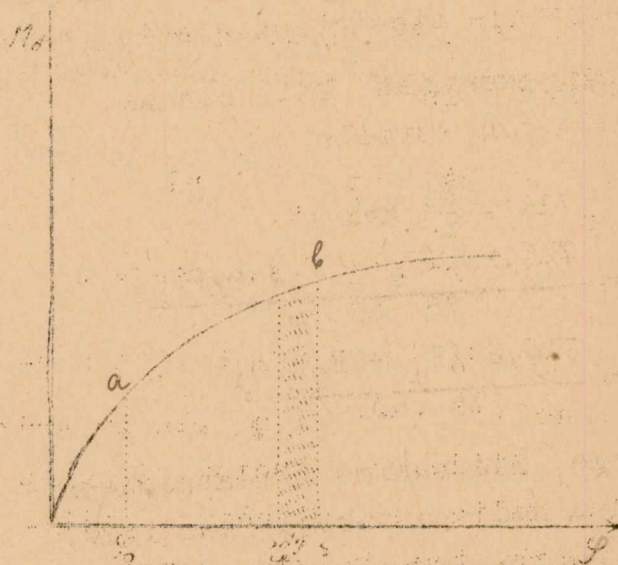
Turint indikatorines diagramas iš abiejų stumoklių pusių ir apsisukimų skaičių tuo momentu, kada diagramos nuimamos, galime nustatyti vadinamąjį indikatorinį mašinos galingumą. Jei apsisukimų skaičius yra nuolatinis darbo meto apsisukimų skaičius, tai apskaičiuotas mašinos galingumas bus darbo meto indikatorinis galingumas.

$F_1 \text{ mm}^2$ - plotas indikatorinės diagramos iš vienos stumoklio pusės
 F_2 - " " " " kitos " " ,
 n - mašinos apsisukimų skaičius į minutę.

$m_A = m_s m_p$ - mastelis diagramos.

Tai galingumas surandamas iš formulės

$$N_i = \frac{(F_1 + F_2) \cdot m_A \cdot n}{60 \cdot 75}$$



Brėž. 6.

Mašinos darbas gaunamas ant veleno $N_e = N_i \gamma_{\text{mech}}$.

MECHANINĖ MAŠINŲ CHARAKTERISTIKA

a) Mašinos varikliai. Pavyzdys - garo mašina.

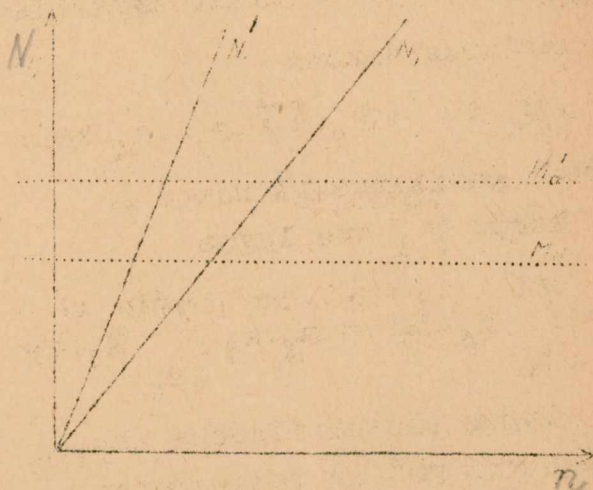
Jos ind. galingumą reiškėm $N_i = \frac{(F_1 + F_2) m_A \cdot n}{60 \cdot 75}$;

Jeigu prileisime, kad mašinai dirbant prie įvairių pastovių apsisukimų skaičių n nekinta indikatorinių diagramų plotai t.y. nekinta pradinis garo slėgis p_0 , pripildymo laipsnis, garo suspaudimo elementai, tai N_i yra proporcingas n , jų priklausomybė reiškiasi diagramoje tiesiosios dėsnio (brėž. 7).

Sukimo momentas, kaip žinome, reiškiamas formule

$$\begin{aligned} M_d &= 716,2 \frac{N_i}{n} \text{ kgm} = \\ &= \frac{716,2 \cdot (F_1 + F_2) m_A n}{75 \cdot 60 \cdot n} = \\ &= \frac{716,2 (F_1 + F_2) m_A}{75 \cdot 60} \end{aligned}$$

Matome, kad sukimo momentas nepriklauso nuo apsisukimų skaičiaus, kai ind. diagramos plotas taip pat nepriklauso nuo n . Diagramoje brėž. 7 gausime tiesiąją lygiagretę ašiai (n).

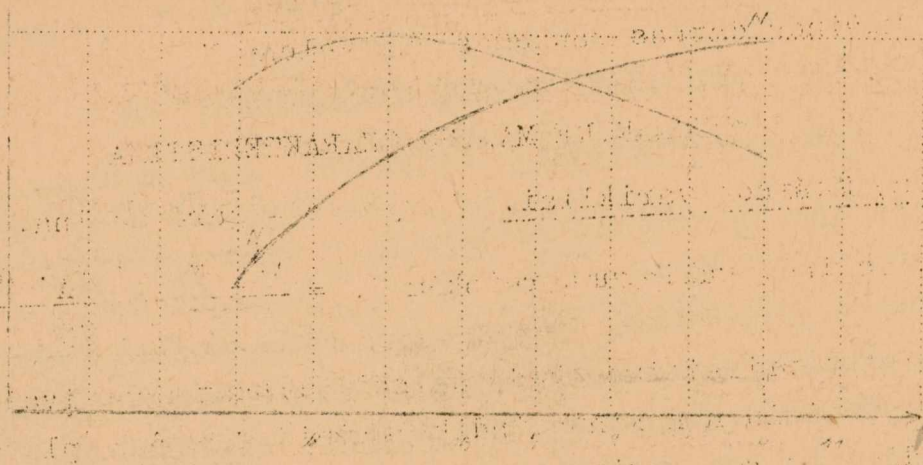


Brėž. 7.

Jeigu keisime mašinos darbo procesą, pav., pakeisime garo cilinderyje pripildymo laipsnį, o kitką paliksime tą patį, tai gausime naujas linijas N_1 ir M_d .

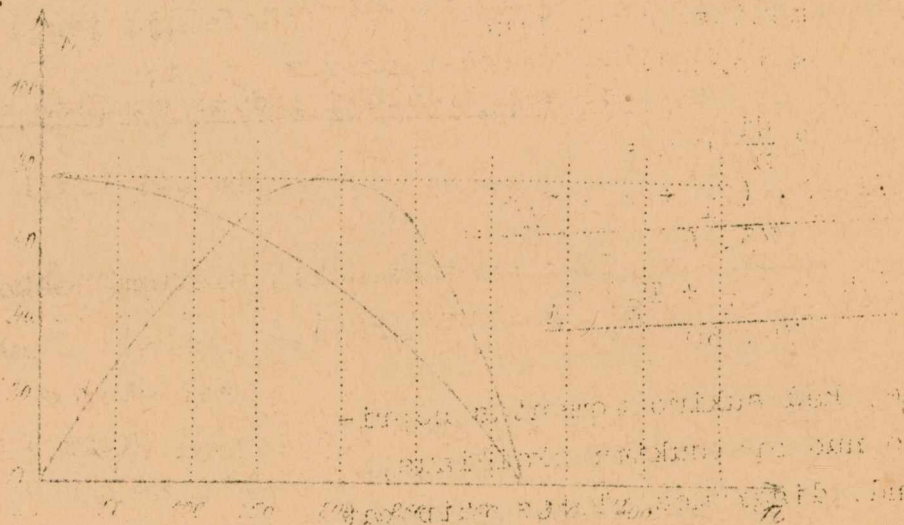
Tikrenybėje, kintant apsisukimų skaičiams, kinta ir darbo procesas garo cilinderyje; kinta darbo proceso laikas, kinta šiluminiai reiškiniai, kinta garo plėtimosi ir suspaudimo dėsniai; esant tam pačiam garo pradiniam slėgimui p_0 ir tam pačiam garo pripildymui ind. diagramos plotas kitės; taigi ir priklausomybė tarp N_1 ir n bus kitokia, negu tiesiosios dėsnis; paprastai ta priklausomybė nustatoma bandymo keliu.

Toliau duodama įvairių variklių diagramų pavyzdžiai.



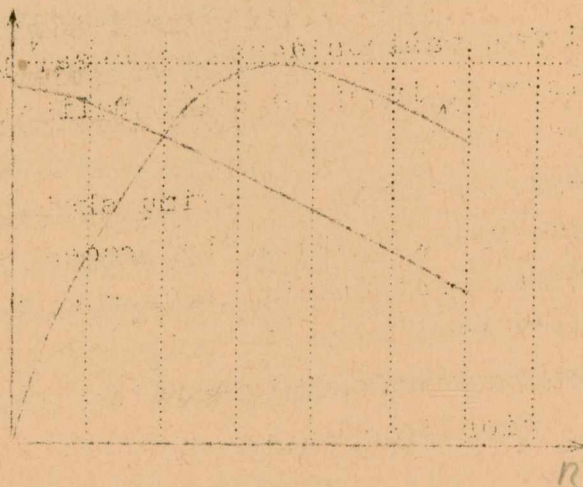
Brėž. 8.

Brėž. 8 - vidaus degimo variklio bandymo mechaninės charakteristikos (N, n) ir (M, n).



Brėž. 9.

Brėž. 9 - Francis'o turbinos charakteristikos (M, n) ir (N, n).



Brėž. 10.

Brėž. 10 - Garo turbinos charakteristika (M, n) ir (N, n).

II. MAŠINŲ JUDEJIMO LYGTIS IR DARBUI PERDUOTI DĖSNIS.

1. Mašinos judėjimo lygtis.

Išeidami iš taško judėjimo sistemos lygčių

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = \sum X_e + \sum X_i$$

$$m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = \sum Y_e + \sum Y_i$$

$$m \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} = \sum Z_e + \sum Z_i$$

Gauname priklausomybę $d \frac{mv^2}{2} = \sum (X_e dx + Y_e dy + Z_e dz) + \sum (X_i dx + Y_i dy + Z_i dz)$.

X_e, Y_e, Z_e - reiškia išorinių jėgų (duodamųjų jėgų) projekcijas į sistemos koordinačių ašis x, y, z ;

X_i, Y_i, Z_i - vidujinių jėgų projekcijas į sistemos koordinačių ašis x, y, z ;

m - taško masė;

v - jo greitis.

Taikant visiems mašinos dalių sistemų taškams ir sumuojant tarp greičių v_1 ir v_2 , gauname lygtį

$$\sum \frac{mv_2^2}{2} - \sum \frac{mv_1^2}{2} = \sum \sum (X_e dx + Y_e dy + Z_e dz) + \sum \sum (X_i dx + Y_i dy + Z_i dz) \quad (2)$$

Pastarosios lygties narys $\sum \sum (X_i dx + Y_i dy + Z_i dz) = 0$, kadangi vidujinių jėgų darbas yra lygus nuliui.

1) mes skaitome, kad nagrinėjamu laikotarpiu lygsvarai esant atstumai tarp taškų nekinta (idealizuoti kūnai);

2) taip pat mes skaitome, kad su laiku nekinta geometrinės priklausomybės judėjimo atžvilgiu išreikšti ryšiai tarp atskirų mašinos dalių.

Tada mes gauname lygtį

$$\sum \frac{mv_2^2}{2} - \sum \frac{mv_1^2}{2} = \sum \sum (X_e dx + Y_e dy + Z_e dz) = \sum W = \sum W_a + \sum W_R \quad (3)$$

W_a - yra darbas duodamųjų jėgų;

W_R - " " " " ryšių reakcijų.

Duodamųjų jėgų darbą $\sum W_a$ išskirstome į varančiųjų jėgų darbą W_p , į naudingą priešinimosi jėgų darbą W_a , į mašinos dalių svorio jėgų darbą W_G , gauname:

$$W_a = W_p - W_a - W_G$$

$$W_G = \sum m g (H - H_0)$$

Ryšių reakcijų darbą W_R skirstome į ryšių reakcijų normalinių R_n dedamųjų darbą W_{Rn} ir tangentinių R_t darbą W_{Rt} , gauname

$$W_R = W_{Rn} + W_{Rt}.$$

Kaip jau anksčiau kalbėjome normalinių dedamųjų darbas $W_{Rn} = 0$; lieka tik tangentinių dedamųjų W_{Rt} darbu.

Galutinai gauname

$$\sum \frac{mv_2^2}{2} - \sum \frac{mv_1^2}{2} = W_P - W_Q + W_G - W_{Rt} \quad (4)$$

Išvestoji lygtis reiškia, kad mašinos duodamųjų ir ryšių reakcijų jėgų, pridėtų prie įvairių mašinos taškų, darbo suma lygi visų mašinos dalių gyvųjų jėgų prieaugliui.

Šitoji lygtis vadinasi pagrindinė "Mašinos judėjimo lygtis" arba pagrindinė mašinų teorijos lygtis.

2. Mašinos darbui perduoti dėsnis.

Perrašome lygtį (4) kitaip:

$\sum W_P = \sum W_Q + \sum W_G + \sum W_{Rt} + \sum \frac{mv_2^2}{2} - \sum \frac{mv_1^2}{2}$. Suprastindami atmetame kai kur ženklus ir dalių svorio darbą išreiškiame priklausomai nuo svorio centro padėties kitėjimo.

Gauname

$$W_P = W_Q + W_{Rt} + \sum mg(H - H_0) + \sum \frac{mv_2^2}{2} - \sum \frac{mv_1^2}{2} \quad (5)$$

Taip išreiškiama, kad laikotarpyje $(t_2 - t_1)$ varančiųjų jėgų darbas W_P lygus naudingo priešinimosi jėgų darbui, trinties jėgų darbui, dalių svorio darbui, kai jų svorio centrai pereina iš padėties H_0 į padėtį H ir dalių gyvosios jėgos prieaugliui, kai greitis kinta iš v_1 momente t_1 į v_2 momente t_2 .

Imame tokį laikotarpį, kurio pradžioje (momentas t_1) ir pabaigoje (momentas t_2) mašina įgauna tą pačią padėtį ir tuos pačius greičius, kaip pradžioje, taip ir pabaigoje paimto laikotarpio; tada $v_1 = v_2$ ir $H = H_0$, ir mūsų lygtis (5) gauna tokią išvaizdą:

$$W_P + W_Q + W_{Rt} = 0 \quad (6)$$

Kas reiškia, kad tam laikotarpyje varančiosios jėgos darbas lygus naudingo ir žalingo priešinimosi jėgų darbui.

Tai ir yra mašinų darbui perduoti dėsnis.

Šita lygtis taikintina ir ilgam mašinos darbo laikotarpiui.

Tada W_P , W_Q , W_{Rt} ilgėjant laikotarpiui tampa žymiais kiekiais, tuo tarpu H ir V žymiai svyruoti dėl mašinos darbo apystovų negali, ir dydžiai $mg(H - H_0)$ ir $\frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2}$ sulyginant su dydžiais W_P , W_Q , W_{Rt} prie ilgo darbo yra nežymus ir juos galima atmesti ir tada gauname lygtį

$$W_P + W_Q + W_{Rt} = 0 \quad (6)$$

Mašinų judėjimas visuomet reikalauja eikvoti darbą žalingam priešinimuisi nugalėti, net ir tuo metu, kada mašina naudingo darbo nedirba. Todėl joks perpetuum mobile negalimas.

3. Mašinų judėsio periodiškumas.

Kiekviena mašina ar tai variklis, ar tai mašina - įrankis turi savo varančios grandies tokią greitį, prie kurio ji naudingiausiai dirba; šitą varančios grandies greitį ir surištą su ja kitų grandžių atitinkamus greičius tenka palaikyti darbo metu. Tada gautume tolydinį mašinos judesį ir jis būtų geriausias mašinos ėjos būdas.

Tokia mašinos ėja gaunama kai $\frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2} = 0$ tai yra, kai $W_P + W_Q + W_{Rt} = 0$, kiekvienam laikotarpiui $\frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2}$ gali būti = 0 kiekvienam laikotarpiui tik kai visos mašinos dalys turi nepertraukiamą tolydinį sukėsio judesį; jeigu mašinos dalis turi ir grįžtantį slenkamąjį judesį, tai, bendrai imant, visai mašinai negalima pasiekti, kad kiekvienam laikotarpy $\frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2}$ būtų lygi 0.

Taipogi negalima pasiekti, kad žymesniam laikotarpy varančios jėgos darbas ir priešinimosi darbai būtų visiškai lygūs. Taigi mašinos pilnai tolydinė ėja nepasiekiamo.

Iš kitos pusės, mašinos vedanč. grand. greitis negali nei be galo augti (mašina susidaužytą), nei be galo mažėti (mašina sustotą). Greičiai kinta tam tikrose ribose ir todėl po eilės kitėjimų pasikartoja vėl tokių pat, ar kiek kitokių kitėjimų eilė.

Toks judėjimas vadinamas netaisyklingai periodišku, o pasikartojimų laikotarpis - periodu.

Kai visi periodai vienodi ir periodo metu kitėjimai yra vienodi, tai toks judėjimas vadinasi taisyklingai periodiškas.

Kai mašinos judėjimas tampa netaisyklingai periodiškas, ar taisyklingai periodiškas sakoma, kad mašinos judėsysis yra nusistovėjęs.

Nusistovėjusiam mašinos judėsio periodo pabaigoje visuomet

$$W_p = W_Q + W_{Rt} \quad \text{ir} \quad \frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2} = 0.$$

4. Būdingi mašinos judėjimo laikotarpiai.

Kiekviena mašina turi tris skirtingus savo ėjos laikotarpius:

1) Iš ramybės stovio paleista mašina turi nugalėti kliūtis ir išvystyti savo dalių greičius iki dydžio, kurį jos turi nusistovėjusiam judėsy.

Šitas mašinos judėsio laikotarpis vadinasi mašinos paleidimo laikotarpiu. Judėjimo lygtis tada štai kaip atrodo.

$$\sum' W_P = \sum' W_Q + \sum' W_G + \sum' W_{Rt} + \sum \frac{mv_1^2}{2} - 0 = 0 \quad (7)$$

2) Antras laikotarpis - nusistovėjusios ėjos laikotarpis.

Tada judėjimo lygtis taip atrodo:

$$\sum'' W_P = \sum'' W_Q + \sum'' W_G + \sum'' W_{Rt} + \sum \frac{mv_2^2}{2} - \sum \frac{mv_1^2}{2} \quad (8)$$

3) Trečias laikotarpis - mašinos stojimo laikotarpis. Tada varančioji jėga neveikia (ji lygi 0), ir mašina eina turimu įsibėgėjimu, kol nesuvaratoja turėtų savo dalių gyvųjų jėgų. Judėjimo lygtis taip atrodo:

$$0 = \sum''' W_Q + \sum''' W_G + \sum''' W_{Rt} + 0 - \sum \frac{mv_2^2}{2} \quad (9)$$

Sudėjus visų trijų laikotarpių darbą, gauname:

$$\sum W_P = \sum W_Q + \sum W_G + \sum W_{Rt} \quad (10)$$

t.y., visam mašinos darbo laikotarpiui taip pat pilnai pasitvirtina mašinų darbui perduoti dėsnis.

5. Mašinos naudingo veiksmo koeficientas.

Mašinos naudingas veiksmas įvertinamas ne gauto darbo absoliučiu dydžiu W_Q , bet jo santykiu prie to pačiu laiku varančios jėgos atlikto darbo (W_P), t.y. $\frac{W_Q}{W_P}$; minimas santykis vadinamas naudingo veikimo koeficientu ir visur priimtas žymėti raide

$$\eta = \frac{W_Q}{W_P}; \quad (10)$$

Viso nenaudingo priešinimosi darbui įvertinti vartojamas nuostolių koeficientas, kaip nenaudingo priešinimosi darbo santykis prie naudingo priešinimosi darbo t.y.

$$\gamma = \frac{W_R}{W_Q}, \quad (11)$$

Priklausomybė tarp η ir φ yra sekanti:

$$\eta = \frac{1}{1 + \varphi} \quad (12)$$

Kai mašina yra nuoseklus junginys kelių (n) mechanizmų, kurių naudingo veiksmo koeficientai yra $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$, tai bendras mašinos naudingo veiksmo koeficientas

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n. \quad (13)$$

Kai mašina varo eilę darbo mašinų, vadinamai lygiagrečiai sujungtų, tai gauname tokią priklausomybę:

$$\eta = \frac{\eta_1 W'_p + \eta_2 W''_p + \dots + \eta_n W_p^{(n)}}{W'_p + W''_p + \dots + W_p^{(n)}}, \text{ kur } \eta_1, \eta_2 \dots \eta_n \quad (14)$$

tų darbo mašinų naudingo veiksmo koeficientai ir $W'_p, W''_p, \dots, W_p^{(n)}$ tų mašinų varančiųjų jėgų darbo kiekiai

$$\text{Kai } \eta_1 = \eta_2 = \eta_n, \text{ tai } \eta = \frac{\eta_1 (W'_p + W''_p + \dots + W_p^{(n)})}{W'_p + W''_p + W_p^{(n)}} = \eta_1$$

t.y., bendras viso naudingo veiksmo perdavimo koeficientas lygus to perdavimo komplekso atskiro perdavimo naudingo veiksmo koeficientui η_1 .

ŽALINGAS MAŠINŲ PRIEŠINIMASIS

III. Mašinų kliūtys.

1. Bendrosios pastabos.

Kai mašina dirba, jos kinematinųjų porių elementai juda vienas atžvilgiu kito slysdami, arba riedėdami, arba slysdami ir riedėdami. Šitaip judant jaučiami priešinimai, kurie vadinasi atitinkamai slydimo ar riedėjimo trinties jėgomis.

Mūsų veikiančių mašinoje jėgų klasifikacijoje trinties jėgos priklauso prie ryšių reakcijų tangentinių dedamųjų.

Slydimo trinties jėga, kaip priešinimasis, pasireiškia žemesniuose poriuose, o riedėjimo, ar riedėjimo ir slidimo - aukštesniuose poriuose (krumpliaračiai).

Kinematinuose poriuose, kur vienas elementas priklauso lanksčiam nariui (diržas, lynas, grandis), taip pat pasireiškia slydimo trinties, be to ten, kaip priešinimasis, veikia lankstaus nario standumas.

A. 2) Slydimo trintis ir jos dėsniai.

Iš Releaux duotos mašinos sąvokos mes žinome, kad mašinos dalys daro apibrėžtus priverstinius judėjimus; todėl jėgos, judinančios mašinos dalis, veikia į jas, bendrai imant, ne savo kryptimis, bet kaip kuriomis kitomis, kiekvienu momentu esančiomis priklausomybėje nuo dalių judėjimo krypties. Taigi veikiančiomis jėgomis būna ne duotosios, bet jų dedamosios tam tikromis kryptimis, būtent reliatyvaus dalių judėjimo kryptimi ir kryptimi, statmena reliatyvaus judėjimo kryptiai. Jėgos pirmoji dedamoji jėga priverčia daryti minėtą reliatyvų judėjimą, o antroji dedamoji mašinos dalies atsverinama atsparumu ir pasireiškia dalių viena prie kitos prispaudimu. Dėl šio prispaudimo reliatyviam dalių judėjimui atsiranda priešinimasis, kurį mes ir vadiname trinties jėga. Patyrimas rodo, kad trinties jėgos kryptis yra priešinga reliatyvaus dalių judėjimo kryptiai.

Trinties priešinimosi atsiradimą dviem prisiliečiančiomis dalimis reliatyviai judant Poncelet aiškino jų prisilytėjimo paviršių didesniu mažesniu nelygumu.

Kulonas (Coulomb.) (1781 m.) padaręs eilę bandymų nustatė 5 dėsnius:

1) Trinties jėga (R_t) proporcinga visų jėgų dedamajai slydimo paviršių normalės kryptimi (R_n);

$$R_t = \mu R_n;$$

kur μ – proporcingumo skaičius, vadinamas trinties skaičiumi, arba koeficientu.

2) Trinties skaičius priklauso nuo besitrinančių kūnų medžiagos ir nuo besitrinančių kūnų paviršių stovio (lygumo laipsnis, tepimas).

3) Stovint trinties skaičius (μ_0) didesnis, kaip judant (μ). Tai reikia suprasti štai kaip: verčiant stovintį daiktą reliatyviai judėti kito prisiliečiančio daikto atžvilgiu, reikia didesnės jėgos priešinimuisi nugalėti, daiktą išjudinant kaip tam daiktui jau pradėjus judėti.

4) Trinties skaičius nepriklauso nuo besitrinančių kūnų, prisilytėjimo paviršiaus dydžio.

5) Trinties skaičius nepriklauso nuo slydimo vieno kūno kitu reliatyvaus greičio.

Šitie Kulono dėsniai liečia neteptus sausus kūnus. 1, 4 ir 5 dėsniai kelia abejones. Vėlesniai bandymais įrodyta, kad

1) μ kinta kintant R_n (prie didelių R_n dydžių).

2) priklauso nuo p_0 kitėjimo, kur p_0 yra slėgis į 1 cm^2 besitrinančių paviršių; jis didėjant p_0 pradžioje krinta, o paskui kyla.

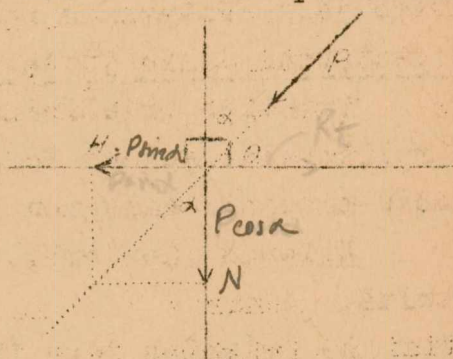
3) priklauso ir nuo reliatyvaus besitrinančių paviršių greičio V_r , kai kurioms medžiagoms didėjant $V_r - \mu$ iš pradžių krinta staigiau, o paskui lėčiau kyla; kai kurioms medžiagoms didėjant $V_r - \mu$ kyla, paskui krenta ir kinta panašiai kaip ir kitose medžiagose.

Iki šiol sausų kūnų trinties klausimas dėl sudėtingumo bandymų ir skaičiuotės lieka vis neišspręstas.

3. Trinties kampas.

Trinties kampo reikšmę ir ryšį su trinties skaičiumi mes gausime nagrinėdami materialinio taško ant horizontalės plokšmės lygsvarą, kai į jį veikia jėga P , kurios kryptis nesupuola su normale į tą plokšmę, o sudaro tam tikrą kampą ir kai be to dar priimsime dėmesin ir trinties reiškinių.

Iš teoretinės statikos žinome, kad materialis taškas ant kokio nors paviršiaus bus veikiant jėgai P pusiausvyroje, kai jėga eina to paviršiaus normalės kryptimi; jeigu gi jėga sudaro nors mažiausį kampą su normale, tai taškas turi išeiti iš pusiausvyros ir prasideda taško judėsys.



Brėž. 11.

Tuo tarpu tikrenybėje kūnas nejuda, kol jėgos krypties su normale į paviršių kampas nepasiekia žymaus dydžio. Trinties jėgos domėn priėmimas padeda išaiškinti šį faktą.

Jėga P išdėstoma į dedamasias: N - normalės į plokšmę kryptimi ir H - lygiagrete plokšmei kryptį. Jėga $N = P \cos \alpha$ spaudžia tašką prie plokšmės, jėga $H = P \sin \alpha$ judina tašką savo kryptimi; bet judėti kliudo trinties jėga R_t , veikianti priešingai reliatyviam taško greičiui. Jos dydis Kulono dėsniais einant $R_t = \mu N = \mu P \cos \alpha$.

Kol $H < R_t$, tol taškas nejudės arba kol $P \sin \alpha < \mu P \cos \alpha$: arba kol $\operatorname{tg} \alpha < \mu$ arba riboje kol $\operatorname{tg} \alpha = \mu$; galutinai kol $\operatorname{tg} \alpha \leq \mu$ kas reiškia:

Rimties kūno buities sąlygą, veikiant kokiai nors jėgai P yra prigulmybė $\operatorname{tg} \alpha \leq \mu$; kampas kai $\operatorname{tg} \alpha = \mu$ yra trinties kampas ir žymimas raide φ ir $\operatorname{tg} \varphi = \mu$.

Kai pritaikysime šią sąlygą visoms kryptims apie tašką O , ir aprašysime kampu α apie normalę kūgį, vadinamą trinties kūgiu, tai kol jėga veikianti į kūgio viršūnę tašką O lieka kūgio viduje arba riboje supuola su kūgio sudarančiąja, tol kūnas (taškas) nejudės.

Rimties trinties kampas žymimas φ_0 , atitinkamai μ_0 .

4. Trinties darbas ir jo galingumas.

1. Slidimas nejudoma plokšme: slidimo greitis V .

$$N_t = \frac{R_t V \cos 180^\circ}{75} = - \frac{R_t V}{75} \quad (15)$$

2. Slidimas judančia plokšme:

a) kūno slidimo greitis v_1 ; paviršiaus judesys vyksta priešinga kryptimi - greičiu V_2 ; reliatyvus slystančio kūno greitis bus $V = V_1 - (-V_2) = V_1 + V_2$; tada darbas

$$N_t = \frac{R_t V \cos 180^\circ}{75} = - \frac{R_t (V_1 + V_2)}{75} \quad (16)$$

b) Kūno slidimas ir plokšmės judesys vyksta viena kryptimi V_1 - kūno slidimo greitis; V_2 - paviršiaus judėjimo greitis. Reliatyvus kūno greitis atžvilgiu paviršiaus $V = V_1 - V_2$.

Tada darbas

$$N_t = \frac{- R_t (V_1 - V_2)}{75} \quad (17)$$

3. Bendras slidimo atsitikimas; judėjimo greičiai išsėdėti kryptimi paviršiaus ir jai statmena kryptimi. Greičio dedamosios kryptimi statmena paviršiui, kaip kūno taip ir paviršiaus turi būti lygios; priešingu atveju, kūnai turėtų arba įsmigti į paviršių, arba nuo jo atsiskirti.

Darbas išilgai paviršiaus bus išreikštas tomis pat formulėmis kaip anksčiau, tiktai reikia atminti, kad greitis yra greičio dedamoji paviršiaus kryptimi. Darbas gi normalės kryptimi, kur kūno ir paviršiaus reliatyvus greitis lygus nuliui, bus taipogi lygus nuliui.

Sunkio judėjimas gulsčia plokšme.

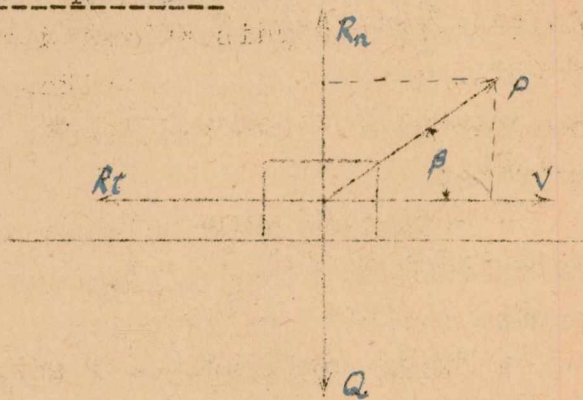
Duotas sunkis Q , trinties skaičius μ , pastovus greitis V . Reikia rasti varančioji jėga P kaipo funkcija.

Einant mašinų darbui perduoti dėsnį ir priimant dėmesin, kad $V = \text{const.}$, galime parašyti lygtį

$$W_p + W_Q + W_{Rt} = 0.$$

Kadangi jėgos Q kryptis statmena greičio V kryptiai, tai $W_Q = 0$ ir $W_p = W_{Rt} = R_t V$; toliau matome, kad $R_t = P \cos \beta$ (iš $P V \cos \beta = R_t V$) ir $R_n = - P \sin \beta + Q$ ir $R_t = \mu R_n$;

Brėž. 13.



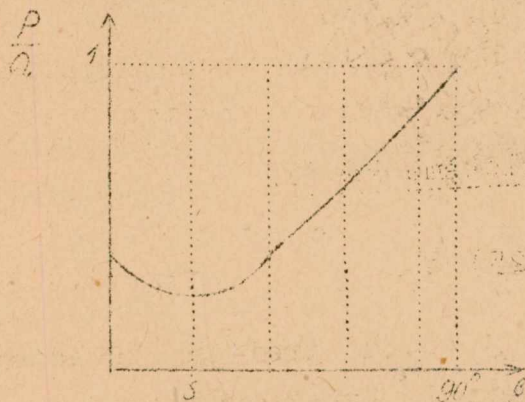
todėl $R_t = \mu (Q - P \sin \beta)$; kitaip $P \cos \beta = \mu (Q - P \sin \beta)$, iš čion

$$P = \frac{\mu Q}{\cos \beta + \mu \sin \beta} \quad (18) \text{ arba vienetai traukiamo sunkio } Q$$

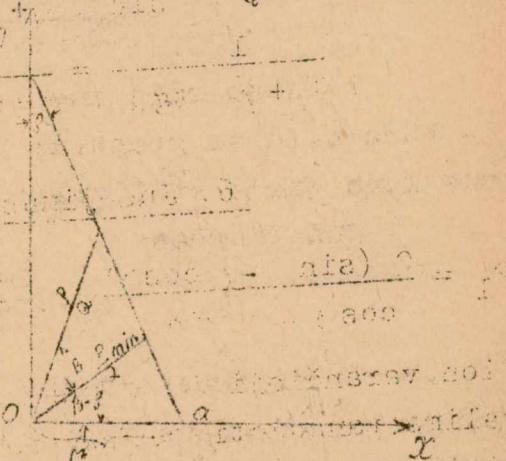
$$\frac{P}{Q} = \frac{\mu}{\cos \beta + \mu \sin \beta} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \beta + \operatorname{tg} \varphi \sin \beta} = \frac{1}{\cos \beta \frac{\cos \varphi}{\sin \varphi} + \sin \beta} =$$

$$= \frac{\sin \varphi}{\cos (\beta - \varphi)}; \quad (19)$$

Šio reiškinių minimumas gaunamas prie $\beta = \varphi$; tada $\frac{P}{Q} \min = \sin \varphi$; kai β didesnis ar mažesnis už φ , tai $\frac{P}{Q}$ išpuola didesnis. Tas pavaizduota diagramomis.



Brėž. 14.



Brėž. 15.

$$\frac{P}{Q} \min = \mu \cos \varphi = \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} \cos \varphi = \sin \varphi$$

$$\left(\frac{P}{Q}\right)_1 = \left(\frac{P}{Q}\right) \min. \frac{1}{\cos (\beta - \varphi)} = \frac{\sin \varphi}{\cos (\beta - \varphi)}.$$

5. Judėjimas nuožulnia plokšme aukštyn.

Duota Q, μ, α ; greitis V - pastovus. Rasti jėgą P kaip funkciją kampo β .

Kadangi $V = \text{const.}$, tai $W_p = W_Q + W_{Rt}$;

$$PV \cos \beta = QV \sin \alpha + R_t \cdot V;$$

$$P \cos \beta = Q \sin \alpha + R_t.$$

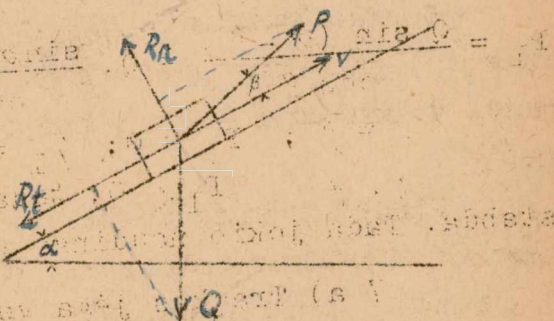
$$R_n = Q \cos \alpha - P \sin \beta;$$

$$R_t = \mu R_n = \mu (Q \cos \alpha - P \sin \beta)$$

$$P \cos \beta = Q \sin \alpha + \mu (Q \cos \alpha - P \sin \beta).$$

$$P = \frac{Q (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}{\cos \beta + \mu \sin \beta}; \quad \operatorname{tg} \varphi = \mu; \quad (20)$$

$$P = \frac{Q \sin (\alpha + \varphi)}{\cos (\beta - \varphi)}; \quad (21)$$



Brėž. 16.

jeigu $\beta = 0$, tai $P = Q (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$.

$Q - P = Q (1 - \sin \alpha - \mu \cos \alpha)$ - jėgos išloštas kiekis.

$\eta = \frac{Q - P}{Q} = 1 - \sin \alpha - \mu \cos \alpha$ (22) - lyginamasai jėgos išlošimas.

Koeficientas naudingo veiksmo.

$$\begin{aligned} &= \frac{Q V \sin \alpha}{P V \cos \beta} = \frac{Q \sin \alpha}{P \cos \beta} = \frac{Q \sin \alpha}{Q \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\cos (\beta - \beta)} \cos \beta} = \\ &= \frac{\sin \alpha \cdot \cos (\beta - \beta)}{\cos \beta \cdot \sin (\alpha + \beta)} \end{aligned} \quad (23)$$

$$\text{kai } \beta = 0, \quad \eta = \frac{\sin \alpha \cos \beta}{\sin (\alpha + \beta)} = \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} \quad (24)$$

$$\frac{1}{1 + \mu \operatorname{ctg} \alpha} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta}$$

6. Judėjimas nuožulnia plokšme žemyn.

$$P_1 = \frac{Q (\sin \alpha - \mu \cos \alpha)}{\cos \beta - \mu \sin \beta} = Q \frac{\sin (\alpha - \beta)}{\cos (\beta + \beta)} \quad (25)$$

Čion varančioji jėga bus Q ; jėga P galima panaudoti, kaip naudingą priešinimąsi, sakysim ką nors keliant. Koeficientas naudingo veiksmo

$$\eta_1 = \frac{P_1 V \cos \beta}{Q V \sin \alpha}; \text{ įstatę vieton } P_1, \text{ jo}$$

reikšmę iš lygties (25), gausime:

$$\eta_1 = \frac{Q \sin (\alpha - \beta) V \cos \beta}{\cos (\beta + \beta) Q V \sin \alpha} = \frac{\sin (\alpha - \beta) \cos \beta}{\cos (\beta + \beta) \sin \alpha}; \quad (26)$$

$$\beta = 0; \quad \eta_1 = \frac{\sin (\alpha - \beta)}{\sin \alpha \cos \beta} = \frac{\sin \alpha \cos \beta}{\sin \alpha \cos \beta} - \frac{\cos \alpha \sin \beta}{\sin \alpha \cos \beta} = 1 - \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha}$$

$$P_1 = \frac{Q \sin (\alpha - \beta)}{\cos \beta} = Q \cdot \frac{\sin \alpha \cos \beta}{\cos \beta} - \frac{\cos \alpha \sin \beta}{\cos \beta} = Q \sin \alpha (1 - \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha})$$

$$\alpha = \beta; \quad P_1 = 0; \quad \eta_1 = 0.$$

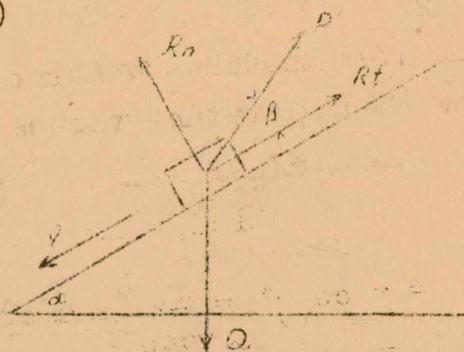
$\alpha < \beta$ $P_1 < 0$; tada sunkį reikia traukt žemyn; pilna savystabda. Tada jokio naudingo priešinimosi darbo nėra.

7 a) Traukos jėga veikia lygiagrečiai plokšmės pagrindui.

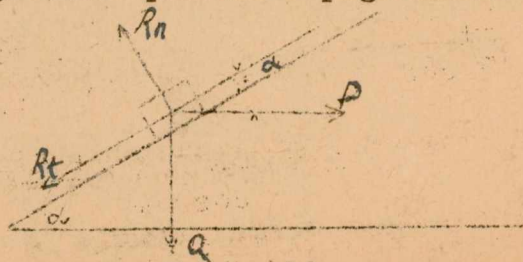
Sunkis juda aukštyn.

Prigulmybės tarp P ir Q gausime iš lygties (21), vieton β įstatę $(-\alpha)$.

$$P = \frac{Q \sin (\alpha + \beta)}{\cos (\alpha + \beta)} = Q \operatorname{tg} (\alpha + \beta) \quad (27)$$



Brėž. 17.



Brėž. 18.

Naudingo veiksmo koeficientą gausime iš lygties (23) įstatę vieton β kampą $(-\alpha)$.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \beta)} \quad (29)$$

1. $\alpha = 0 \quad \eta = 0$

$$\alpha = \int \eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} 2\beta} = \frac{\operatorname{tg} \beta (1 - \operatorname{tg}^2 \beta)}{2 \operatorname{tg} \beta} = \frac{1}{2}$$

$$\alpha = 45^\circ - \frac{\beta}{2}; \quad \eta_{\max} = \frac{\operatorname{tg} (45^\circ - \frac{\beta}{2})}{\operatorname{tg} (45^\circ + \frac{\beta}{2})}$$

$$\alpha = 90^\circ - \beta; \quad \eta = \frac{\operatorname{ctg} \beta}{\operatorname{tg} 90^\circ} = 0$$

b) Sunkis leidžiamas žemyn.

$$P_1 = Q \operatorname{tg} (\alpha - \beta) \quad (30)$$

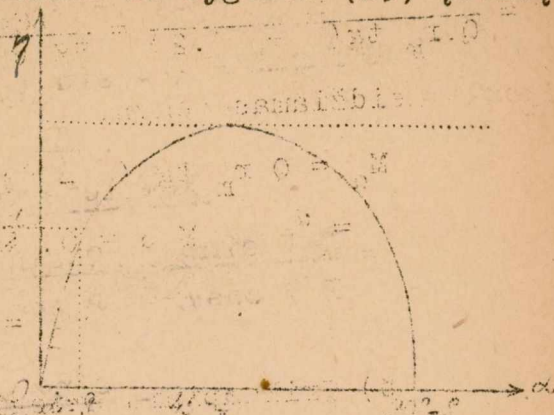
$$\alpha = \beta \quad P_1 = 0. \quad \alpha < \beta \quad P_1 < 0.$$

Savystabda nuleidžiant reikia tada traukti jėga

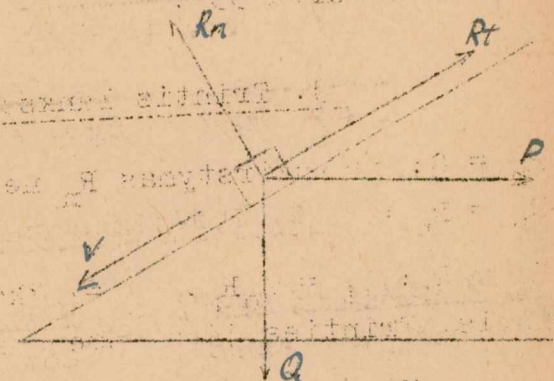
$$P_2 = -Q \operatorname{tg} (\beta - \alpha) \quad (31)$$

Koeficientas naudingo veiksmo iš lygties (26), įstatant vieton β kampą $(-\alpha)$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} (\alpha - \beta)}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (32) \quad \eta_{\max} \text{ prie } \alpha = 45^\circ + \frac{\beta}{2}.$$



Brėž. 19.



Brėž. 20.

8. Trintis sraigtuose.

a) Stačiakampinis sriegis.

$$W_p = W_Q + W_{Rt}; \quad \text{darbas } R_n = 0.$$

$$M_d \cdot 2\pi = Qh + \sum R_t \cdot l;$$

$$h = 2\pi r_m \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad l = \frac{2\pi r}{\cos \alpha}$$

$$M_d \cdot 2\pi = Q \cdot 2\pi r_m \operatorname{tg} \alpha + \sum R_t \cdot \frac{2\pi r_m}{\cos \alpha};$$

$$M_d = r_m (Q \operatorname{tg} \alpha + \frac{\sum R_t}{\cos \alpha})$$

$R_t = \mu R_n$; jėgų projekcijos į vertikalę duoda:

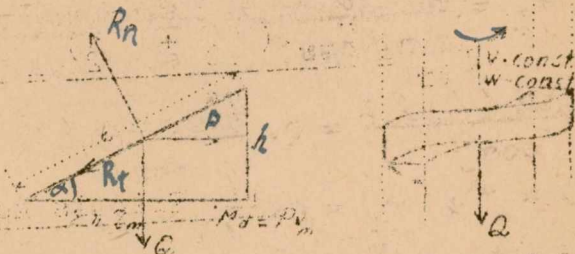
$$Q - \sum R_n \cos \alpha + \sum R_t \sin \alpha = 0, \text{ arba } Q - \sum R_n \cos \alpha + \sum \mu R_n \sin \alpha = 0.$$

$$\sum R_n = \frac{Q}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha}$$

$$\sum R_t = \frac{\mu Q}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha}$$

$$M_d = Q r_m \left(\operatorname{tg} \alpha + \frac{\mu}{\cos \alpha (\cos \alpha - \mu \sin \alpha)} \right) = Q r_m \operatorname{tg} (\alpha + \beta) \quad (32)$$

$$\eta = \frac{W_Q}{W_P} = \frac{Qh}{M_d \cdot 2\pi} = \text{šia formule } \eta \text{ surandamas bandymo keliu.}$$



Brėž. 21.

$$\eta = \frac{Q \cdot 2\pi r_m \operatorname{tg} \alpha}{Q \cdot r_m \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \cdot 2\pi} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)}; \eta_{\max} - \text{kai } \alpha = 45^\circ - \frac{\beta}{2} \quad (33)$$

Sunkis leidžiamas žemyn.

$$M'_d = Q r_m \operatorname{tg}(\alpha - \beta);$$

$$\alpha = \beta \quad M'_d = 0. \quad \alpha < \beta \quad - \text{savystabda.}$$

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \beta)}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (34)$$

b) Trikampinis sriegis.

Trinties skaičių μ formulėse 32, 33, 34 keičiame į $\mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}}$, kur $\beta = 60^\circ$ arba 55° .

9. Trintis lanksčiuose (šarniruose).

$\sum R_n = Q$; susiskirstymas R_n nežinomas;

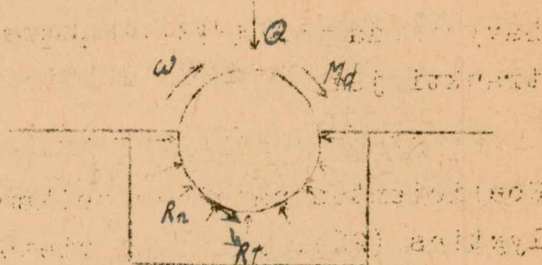
$$\sum R_n = R_n = Q$$

$\sum R_t = R_t$; $R_t = \mu_0 R_n$; $\mu_0 = \mu$ kakliuko trintis. Trinties jėgų momentas

$$M_{tr} = r \cdot \sum R_t = r \cdot R_t$$

$$M_{tr} = \mu_0 Q \cdot r; \mu_0 = \frac{M_{tr}}{Q \cdot r} - \text{bandymo keliu}$$

μ_0 ieškomas pagal šią formulę.



Brėž. 22.

10. Trinties darbas lanksčiuose.

Vienas lanksčio elementas sukasi kampinio suk. greičiu $+ \omega_1$, antras gi $(- \omega_2)$. Reliatyvus jų sukėsio greitis lygus

$$W = \omega_1 - (- \omega_2) = \omega_1 + \omega_2.$$

$$N_{tr} = \frac{M_{tr} \cdot (\omega_1 + \omega_2)}{75} = \frac{\mu_0 Q \cdot r (\omega_1 + \omega_2)}{75} \quad (35)$$

11. Trintis kulnuose.

$$\sum R_n = Q$$

$$\sum R_t = R_t = \mu R_n$$

$$M_{tr} = \sum R_t r = \mu \sum R_n \cdot r$$

$$R_n = q \cdot d\phi = q \cdot 2\pi r dr;$$

q - slėgis į cm^2 .

$$M_{tr} = \mu \cdot 2\pi \int_r^{r_1} q r^2 dr; \text{ de-}$$

dant, kad q pastovus, gauname:



Brėž. 23.

$$q = \frac{Q}{\pi(r_1^2 - r_0^2)}$$

$$I_{tr} = \frac{\pi}{2} \frac{r_1^3 - r_0^3}{r_1^2 - r_0^2} q (r_1^3 - r_0^3) = \frac{2}{3} \frac{r_1^3 - r_0^3}{r_1^2 - r_0^2} Q \quad (36)$$

$$\frac{2}{3} \frac{r_1^3 - r_0^3}{r_1^2 - r_0^2} = r_{\mu} - \text{redukuotas spindulys, kurio atstume nuo ašies eina trinties jėgų atstojamoji.}$$

12. Trintis krumpliaračiuose.

a) kabinimas iki centrų linijos O_1O_2

Duota: P varančioji jėga ir

Q varomoji jėga (naudingas prieššinimasis).

Prisilyti tik vienas dantis, būtent, taške A; $OA = p$.

Darbas vieno rato perduodamas kitam vieno rato dantims spaudžiant kito rato atitinkamus dantis.

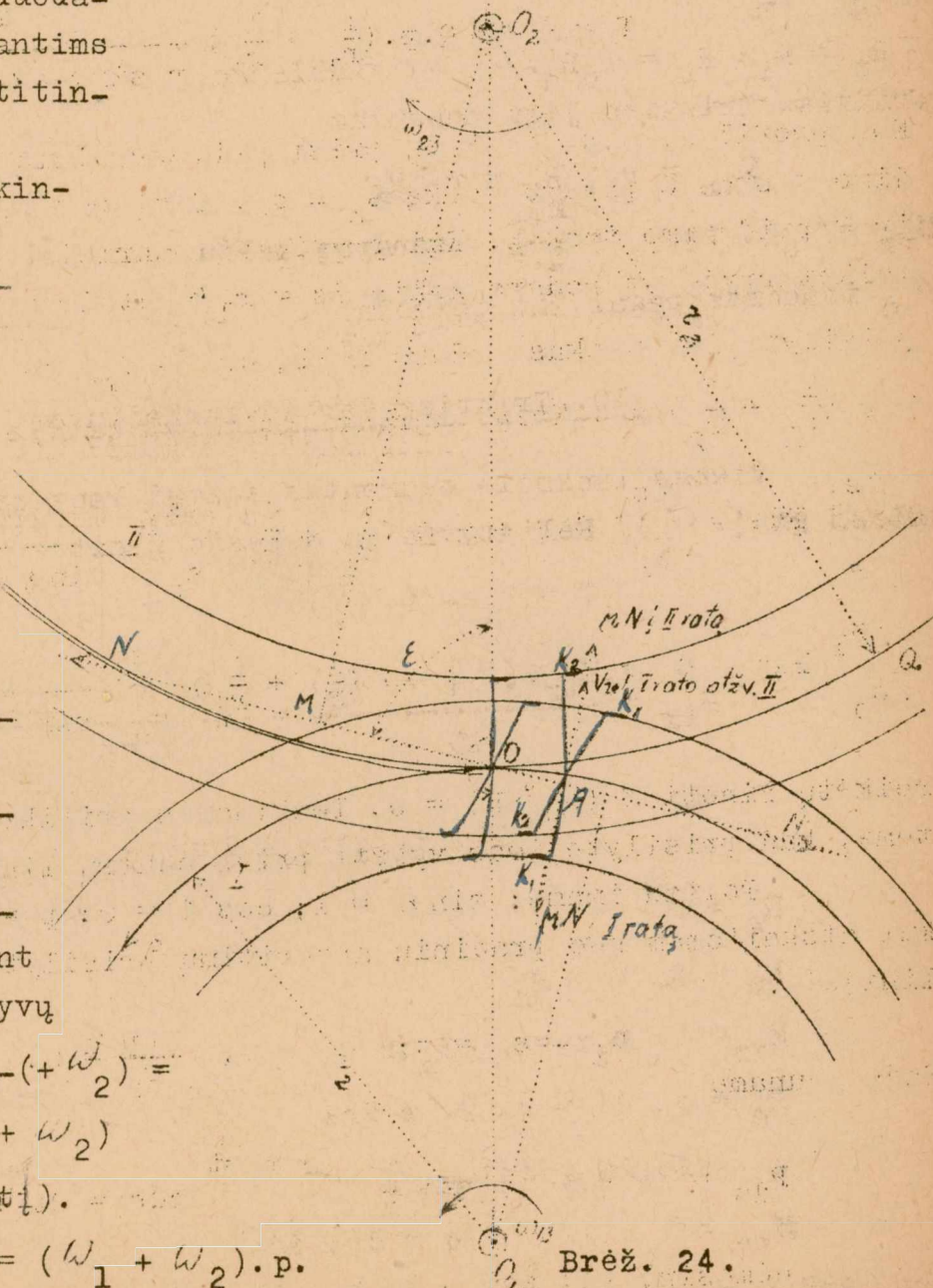
Q - pastovi jėga; P - kintama.

Kad surasti trinties jėgos, veikiančios į varantį krumpliaračių, kryptį nustatome varančiojo rato reliatyvų atžvilgiu varomojo rato judesį, atrandame jo reliatyvų greitį, trinties jėgos kryptį bus priešingos reliatyviam greičiui krypties. Tai gi sistemai iš mūsų dviejų ratų duodame sukėsį apie ašį O_2 , būtent $(-\omega_2)$; gauname reliatyvų

$$\begin{aligned} \omega_{12 \text{ rel.}} &= (-\omega_1) - (+\omega_2) = \\ &= -(\omega_1 + \omega_2) \end{aligned}$$

(prieš laikrodžio kryptį).

$$V_{\text{rel.}} = (\omega_1 + \omega_2) \cdot OA = (\omega_1 + \omega_2) \cdot p.$$



Brėž. 24.

Pritaikę mašinų judėjimo lygtį ir turedami galvoje nusistovėjusį judesį, gauname:

$$P \cdot \omega_1 r_1 = Q \omega_2 r_2 + \mu N \cdot p (\omega_1 + \omega_2)$$

$$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2.$$

Padalinę, gauname

$$P = Q + \mu N \cdot p \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

Kad surasti N rašome lygsvaros lygtį jėgų veikiančių į II ratą

$$N \cdot \overline{O_2 M} - \mu N \cdot \overline{MA} - Q r_2 = 0$$

Žymime $O_2 M = r_2 \sin \varepsilon$; $\overline{AM} = \overline{OM} + p$; $\overline{AM} = r_2 \cos \varepsilon + p$

gauname

$$N \cdot r_2 \sin \varepsilon - \mu N (r_2 \cos \varepsilon + p) - Q r_2 = 0$$

$$N = Q \frac{r_2}{r_2 \sin \varepsilon - \mu (r_2 \cos \varepsilon + p)}$$

Tada

$$P = Q + \mu Q \cdot p \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \frac{r_2}{r_2 \sin \varepsilon - \mu (r_2 \cos \varepsilon + p)} \quad (37)$$

Kol profiliai $k_1 k_1$ ir $k_2 k_2$ prisilyti, pradinių apskritimų prisilytėjimo taškas O padaro lanką $s_1 - s_0$. Tokį pat kelią padaro ir jėgų P ir Q pridėjimo taškai. Kai pradinių apskritimų prisilytėjimo taškas laikotarpyje dt padaro kelią $ds = r_1 \omega_1 dt$ ir $r_2 \omega_2 dt$, tai profilių prisilytėjimo taškas padaro kelią $ds' = v_{rel} dt = p(\omega_1 + \omega_2) dt = p \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) ds$. Taigi darbas, atliktas kelyje $s_1 - s_0$ atrodys taip:

$$\int_{s_0}^{s_1} P ds = \int_{s_0}^{s_1} Q ds + \mu Q \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \int_{s_0}^{s_1} \frac{p ds}{\sin \varepsilon - \mu \left(\cos \varepsilon + \frac{p}{r_2} \right)}$$

$$\int_{s_0}^{s_1} P ds = Q (s_1 - s_0) + \mu Q \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \int_{s_0}^{s_1} \frac{p ds}{\sin \varepsilon - \mu \left(\cos \varepsilon + \frac{p}{r_2} \right)} \quad (38)$$

reikėtų žinoti $f(s, p, E) = 0$. Tenkinamės apytikriu skaičiavimu. Skaičiuojame, kad prisilytėjimas vyksta prieš centrų liniją.

Toliau imame: $\sin \varepsilon \approx 1$; $\cos \varepsilon \approx 0$; $p = s_1 - s_0 = s$ - lankui atskaitomam nuo pradinių apskritimų prisilytėjimo taško centrų linijoje.

$$s_1 - s_0 = t; \quad s_0 = 0; \quad \frac{\mu p}{r_2} \approx 0.$$

Tada gauname

$$\int_{s_0=0}^{s_1=t} P ds = Q t + \mu Q \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \int_{s_0=0}^{s_1=t} s ds = Q t + \mu Q \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \frac{t^2}{2}$$

priėmus dėmesin, kad $z_1 t = 2\pi r_1$ ir $z_2 t = 2\pi r_2$, gauname

$$\int_0^t P ds = Qt + \pi \mu Q \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) t; \quad (39)$$

b) Kabinimas už centrų linijos $O_1 O_2$

$$\overline{OA} = p_1. \quad \overline{OM} = r_2 \sin \varepsilon.$$

$$\overline{AM} = \overline{OM} - \overline{OA} = r_2 \cos \varepsilon - p_1.$$

$$P = Q + \mu N \cdot p_1 \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

$$N \cdot r_2 \sin \varepsilon + \mu N \cdot (r_2 \cos \varepsilon - p_1) - Q \cdot r_2 = 0.$$

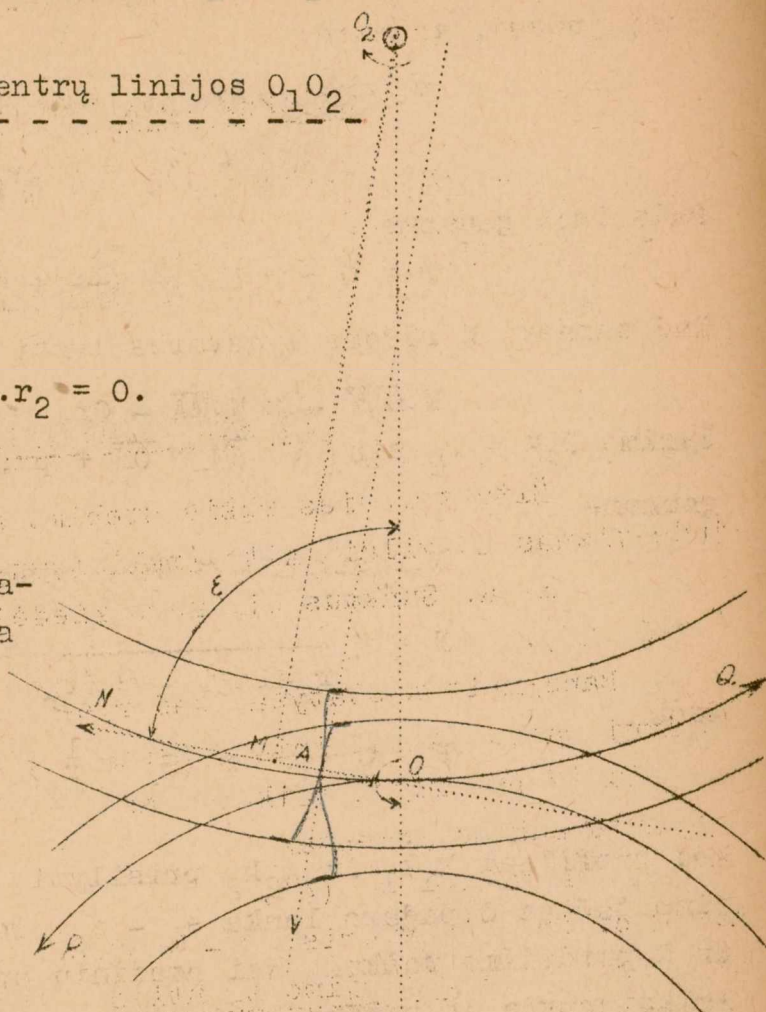
$$N = Q \frac{r_2}{r_2 \sin \varepsilon + \mu (r_2 \cos \varepsilon - p_1)}$$

Padarius panašius, kaip ir pirmame atsitikime prileidimus ir čia gauname

$$\int_0^t P ds = Qt + \pi \mu Q \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) t \quad (40)$$

$$\eta = \frac{Qt}{\int_0^t P ds} = \frac{1}{1 + \pi \mu \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)} \quad (41)$$

Prie duoto žingsnio t koef. n . veiksmo didėja didėjant dantų skaičiui.



Brėž. 25.

Jei kabinamas yra iš vidaus, tai išvidinio kabinimo rato dantų skaičius koef. naud. veiksmo formulėje imamas su (-); kai vieton rato dirba reikia, tai jos dantų skaičius skaitomas lygus ∞ .

13. Kūginiai krumpliaračiai.

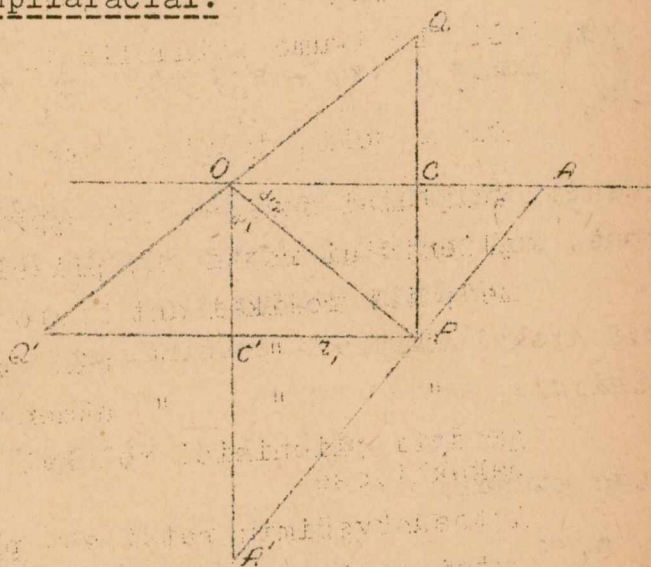
Kūginių krumpliaračių kabini-
mas vyksta, kaip ir cilindrinų, ku-
rių pridėtiniai apskritimai $\overline{AP}$ ir
 $\overline{A'P'}$; žymime $\overline{PC'} = r_1$ ir $PC = r_2$

$$\overline{AP} = \frac{r_2}{\cos \alpha_2} \quad \overline{PA_1} = \frac{r_1}{\cos \alpha_1}$$

$$\int_0^t P ds = Qt + \mu Q \left(\frac{\cos \alpha_1}{r_1} + \frac{\cos \alpha_2}{r_2} \right) \frac{t^2}{2}$$

$$= Qt + \mu Q \left(\frac{\cos \alpha_1}{z_1} + \frac{\cos \alpha_2}{z_2} \right) t$$

$$\eta = \frac{Qt}{\int_0^t P ds} = \frac{1}{1 + \pi \mu \left(\frac{\cos \alpha_1}{z_1} + \frac{\cos \alpha_2}{z_2} \right)} \quad (42)$$



Brėž. 26.

Sliekas ir slieko ratas.

Naudingo veiksmo yra tas pats koeficientas, kaip sraigto kinematiniam poryje.

$$y = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi)} \quad (43)$$

B. Riedėjimo trintis.

Šita trinties rūšis stebima aukštesniuose poriuose, kai jie juda vienas atžvilgiu kito (reliatyvus judėsys) riedėdami be slydimo.

1. a. Sunkaus cilindro riedėjimas veikiant į jį jėgų poriai (brėž. 28).

Bandymais nustatyta, kad riedėjimui pastoviu kampinio sukėsio greičiu ω palaikyti reikalingas varantis sukimo momentas

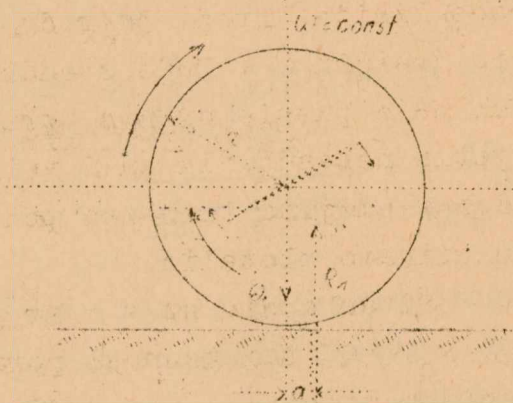
$$M = k \cdot Q \quad (44)$$

kur Q cilindro svoris, k - koeficientas, gavęs riedėjimo trinties koeficiento pavadinimą. Koeficientas k - matuojamas, kaip formulė rodo, ilgio vienetais. Šitas koef.

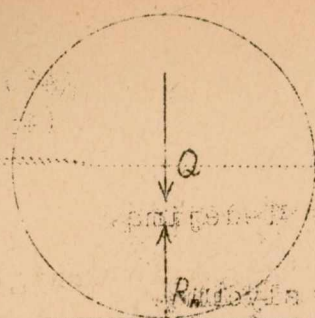
k priklauso pirmiausiai nuo riedėjimo paviršių rūšies, bet taipogi ir nuo paviršių kreivumo spindulių ir nuo slėgio tenkamo cilindro ilgio vienetai (Hertz'o bandymai). Praktikoje duodami priklausomai nuo paviršių rūšies vidurkiniai koeficientai k , be priklausomybės nurodymo nuo paviršių kreivumo spindulio ir slėgio ir vieneto ilgio prisilytėjimo slėgio.

Duodu tokių dydžių lentelę:

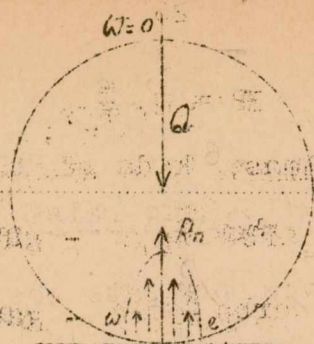
	k
Spižiniai rolikai ant spyžiaus	0.005 sm
plieniniai ratai ant plieninių bėgių	0.005 "
mediniai rolikai ant kieto medžio	0,05 - 0,08 "
" " " minkšto medžio	0,15 "
" " " akmens	0,13 "
grūdyti plieniniai rolikai ar rutuliukai pakakliuose	0,0005 - 0,0010 "
Autosunkvežimių ratai ant plento	0,24 "
Ratai guminėmis pavažomis ant pievos	1,0 - 1,5 "



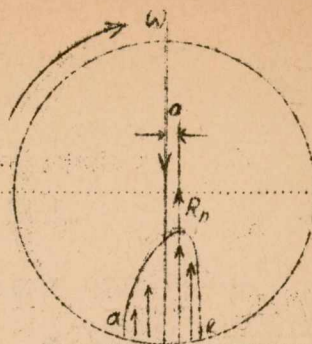
Brėž. 27.



Brėž. 29.



Brėž. 30.



Brėž. 31.

Brėžiniai 29, 30 ir 31 aiškina riedėjimo trinties reiškinių. Jeigu cilindro prisilytėjimo vietoje, medžiaga nesideformuotų, tai reakcija būtų jėgos Q veiksmės linija, gautusi lygsvara ir priešinimas sukimo momentas būtų lygus nuliui.

Iš tikrųjų, kaip brėž. 30 rodo, prisilytėjimo vietoje medžiaga gauna deformaciją, kur spaudimo įtempimai išsidėsto sulig Hertz'o, elipso dešniu ir prie $\omega = 0$ atstojamosios R_n kryptis supuola su Q veiksmės linija. Brėž. 31 rodo vaizdą, kai cilindras rieda kampinio sukesio greičiu ω . Tada spaudimo įtempimas, kaip matome iš diagramos, užpakalinėje pusėje nyksta, priekinėje pusėje auga ir atstojamosios R_n kryptis nebesupuola su Q veiksmės linija, gaunasi petis a , kuris vadinasi riedėjimo trinties petimi. Sulig Hertz'o $a = kb$, kur b - plotis gniužinamo plotelio.

Šitas dydis $kb = a$ ir yra dydis k pavartotas lygtyje (44). Kadangi $R_n = Q$, tai gaunasi pora jėgų (Q, R_n) , kurių momentas $Q \cdot k = M_d$ - varančiam momentui, jei judėjimas tolydinis.

b) Sunkaus cilindro riedėjimas, veikiantį jį ridinamai jėgai P .

Jėga Q - cilindro svoris ir apkrovimas.

" P - patikrina tolydinį cilindro riedėjimą.

R_n - reakcija = Q ; jos atsiradimo priežastis ta pati, kaip ir atsitikime a).

a - riedėjimo trinties petys = k - riedėjimo trinties koeficientui, išreikštas sm.

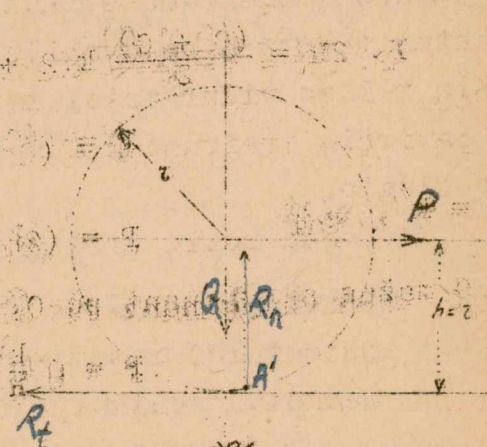
h - šiame atvejuje = r yra jėgos P petys.

$R_t = P$ ramybės slydimo trinties jėga.

A' - momentinis sukesio centras, riedant cilindrai.

Turime du jėgų porius: (Q, R_n) ir (P, R_t) ; jų momentai tolydynamiam judėjimui esant, turi būti lygūs.

$$P \cdot h = Q \cdot a = Q \cdot k$$



Brėž. 32.

$$P = Q \cdot \frac{k}{h} ; \quad (45)$$

Kada vyksta riedėjimas, kada slydimas:

1. $P < \mu R_n$ t.y. $Q \frac{k}{h} < \mu Q$ arba $\frac{k}{h} < \mu$ - gausime riedėjimą.

2. $P > \mu R_n$ t.y. $Q \frac{k}{h} > \mu Q$ arba $\frac{k}{h} > \mu$ - gausime slydimą.

2. Riedėjimo trinties darbas.

$$N_t = Q \cdot k \cdot \omega ; \quad (46) \quad \omega \text{ kampinis greitis.}$$

Jeigu juda dvi paviršius, kuriuo riedėjimas vyksta (pav., cilindrinų ratų frikcinėje pavaroje, brėž. 32^a), tai reikia imti reliatyvų kampinio sukėsio greitį; jeigu turime kampinio sukėsio greičius - varančiojo rato ($-\omega_1$) ir varomojo rato, ($+\omega_2$), tai reliatyvus varomojo rato greitis $= \omega_2 - (-\omega_1) = \omega_2 + \omega_1$ ir tada darbas

$$N_t = Q \cdot k (\omega_1 + \omega_2) \quad (47)$$

3. Sunkių perstumimas ant apvalainių.

Q - perstumiamasai sunkis.

G - abiejų apvalainių svoris.

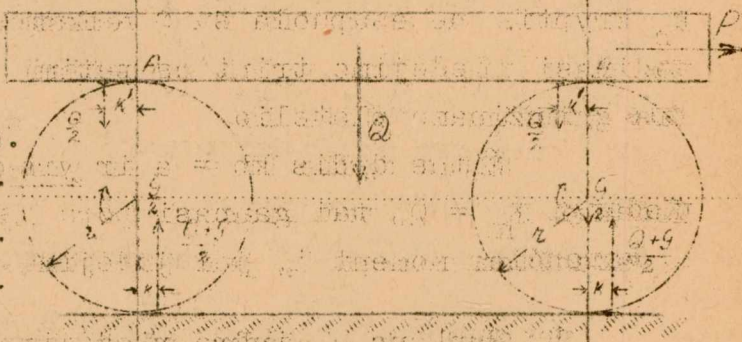
P - varančioji jėga.

k, k' - riedėjimo trinties koefic.

Jėgos P veikimas persiduoda lytėjimo taškuose A. Remiantis formu-

le (45) ir esant tolydiniam judė-

jimui, rašome lygtis



Brėž. 33.

$$P \cdot 2R = \frac{(Q + G)}{2} k \cdot 2 + \frac{Q}{2} k' \cdot 2 = (Q + G) k + Q \cdot k' \quad \text{ir}$$

$$P = (Q + G) \frac{k}{2R} + Q \frac{k'}{2R} \quad (48)$$

kai $k = k'$, tai

$$P = (2Q + G) \frac{k}{2R} \quad (49)$$

jeigu G mažas sulyginant su Q , tai galime rašyti:

$$P = Q \frac{k}{R} \quad (50).$$

4. Apvalainiai stacionariniai.

Čia be riedėjimo priešinimosi momento $Q \cdot k$, gaunasi dar apvalainių velenėlių slydimo priešinio momento $Q \cdot k \cdot r$ jų pakakliuose.

$$P \cdot R = Q \cdot k + Q \cdot k \cdot r \quad \text{arba}$$

Brėž. 34.

$$P = Q \frac{k}{R} + Q \mu \frac{r}{R} = Q \frac{k + \mu r}{R} \quad (51)$$

Sunkis slys apvalainiais, kai slydimo trinties skaičius

$$\mu_0 < \frac{k + \mu r}{R};$$

Iš formulės (51) matėme, kad kuo didesnis R , esant pastoviems kitiems dydžiams, tuo mažesnė išpuola jėga P .

5. Judėjimas ant ratų.

a) Veikiant išorinei varančiai jėgai.

Q - vežamasai sunkis

G - visų ratų svoris

P - išorinė varančioji jėga.

Jėgos P veikimas persiduoda ratams per jų ašis ašies centre.

Sudarome lygtį

$$P \cdot R = (Q + G)k + \mu Q \cdot r; \text{ ir}$$

$$P = (Q + G) \frac{k}{R} + \mu Q \frac{r}{R}; \quad (52)$$

jeigu ratų svorio G neimsime dėmesį, gauname

$$P = Q \frac{k + \mu r}{R}; \text{ ratai slys, kai } \mu_0 \cdot Q < Q \frac{k + \mu r}{R}, \text{ t.y. kai}$$

$$\mu_0 < \frac{k + \mu r}{R} \quad (53)$$

Tokiu būdu veikiant išorinei jėgai ratų judėjimas bus, ar tai riedėjimas ar tai slydimas.

b) Riedėjimas ant ratų, kai vežimas judinamas vidujinių jėgų.

Teoretinė mechanika mus moka, kad sistemos svorio centro būklę negalima pakeisti vidujinėmis jėgomis, t.y., jei svorio centras buvo ramybėje, ar judėjo - tolydiniu judėsiu, tai vidujinėmis sistemos jėgomis to stovio pakeisti negalima. Taigi ir vežimas veikiant jo vidujinėms jėgoms, jei jis stovėjo, negalės pajudėti, jei jis tolydiniai judėjo, negalės sustoti ar padidinti ar sumažinti greitį. Tokiems pakeitimams reikalingos išorinės jėgos.

Iliustracijai trumpai išnagrinėsime g -žio judesį:

Išorinės jėgos, jam judant, bus tokios:

- 1) Svorio jėga;
- 2) Aplinkos (oro) priešinimasis;
- 3) Priešinimasis kitų sistemų, kurias g -žys turi judinti (prikabinti vagon.).

4) Riedėjimo trintis.

Svorio jėga guličioje plokšmėje g-žio nejudins.

Aplinkos priešinimasi, turint galvoje, kad mūsų nagrinėjama atveju greičiai bus nedideli, neimsime dėmesin. Priešinimasis kitą sistemų (prikabintų vagonų) domėn imsime.

Slidimo trintis, guličios plokšmės atveju, ir bus ta išorinė jėga, kuri duos galimybę keisti g-žio svorio centro būklę.

Garų veikimas cilindre per stumoklį, kryžgalvį ir gražuolą duoda sukimo momentą ratui sukėti,

lygų $T.r$; priešinimasis riedėjimo trinties momentas

$Q.k$ (ratų svorio neimame dėmesin) ir g-žio kakliukuose trintis.

$\mu Q.r_0$; vagonų priešinimasis įvertinam momentu $P_1.R$. Gauname lygtį:

$T.r = Q.k + \mu Q.r_0 + P_1.R$; kai ratas rieda, turi būti.

$$T.r \geq Q.k + \mu Q.r_0 + P_1.R; \quad (54)$$

Kad ratas neslįstų, reikia, kad

$T.r < \mu_0 Q.R + \mu Q.r_0$, kur μ_0 ratų slidimo trinties skaičius. Taigi

$$\mu_0 Q.R + \mu Q.r_0 \geq Q.k + \mu Q.r_0 + P_1.R \text{ arba}$$

$$\mu_0 > \frac{k}{R} + \frac{P_1}{Q} \quad (55) \text{ garvežio ratų riedėjimo sąlyga.}$$

Jeigu $T.r < Q.k + \mu Q.r_0 + P_1.R$ (56) ratai nerieda.

bet jei $T.r > \mu_0 Q.R + \mu Q.r_0$ (57), tai ratai nugalėję g-žio slidimo trintį suksis tuschiai.

$$Q.k + \mu Q.r_0 + P_1.R > \mu_0 Q.R + \mu Q.r_0 \text{ arba}$$

$$\mu_0 < \frac{k}{R} + \frac{P_1}{Q} \quad (58) \text{ g-žio buksavimo sąlyga.}$$

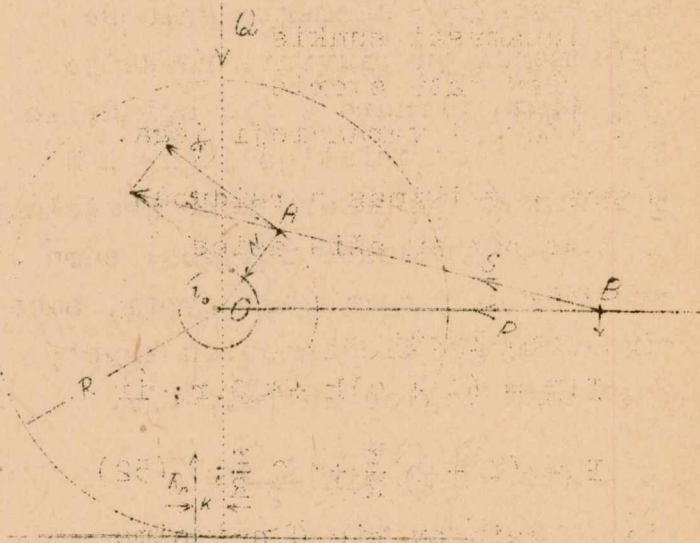
Jei prikabinėtų vagonų nėra, tai

$$\mu_0 > \frac{k}{R} - \text{riedėjimo sąlyga.}$$

$$\mu_0 < \frac{k}{R} - \text{buksavimo sąlyga.}$$

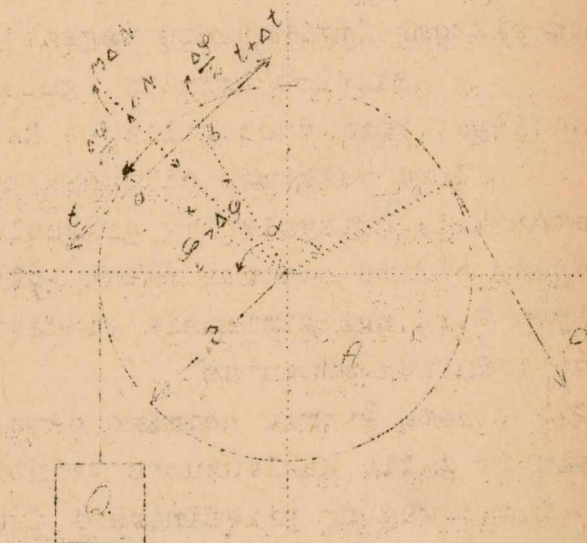
C. 1. Lanksčių kūnų trintis.

Lankstus kūnas permestas per nejudantį cilindrą A (brėž.37). Viename gale pakabintas svoris Q, kitą galą traukia jėga P; ir sunkis



Brėž. 36.

to lydiniai kyla aukštyn. Surasti prigulmybę tarp P ir Q, priėmus dėme-
 trintį tarp lankstaus kūno ir cilindro. Lankstaus kūno griebi-
 mo kampas $= \alpha$; dėl trinties jėga
 P, žinoma, bus didesnė už Q. Pri-
 gulmybei tarp P ir Q surasti išski-
 riame lankstaus kūno dalelę atatin-
 kančia kampą $\Delta \varphi$ - ab; jos ilgis
 $dl = r d\varphi$ (brėž. 37) į tą dalelę
 veikia jėgos: įtempimai t ir $t +$
 $+\Delta t$ išskirto elemento galuose
 statmenai jų piūviui, reakcija
 iš pusės cilindro N (jo spindulio
 kryptimi) ir trinties jėga $\mu \Delta N$
 priešingai lankstaus kūno judėsiui.



Brėž. 37.

Jų lygsvaros sąlygos: suma
 projekcijų į normalės kryptį, suma
 projekcijų į liečiamosios kryptį
 turi būti lygios nuliui, t.y.

$$\Delta N - (2t + \Delta t) \sin \frac{\Delta \varphi}{2} = 0 \quad \text{arba} \quad dN - t d\alpha = 0 \quad (59)$$

$$\mu N + t \cos \frac{\Delta \varphi}{2} - t \cos \frac{\Delta \varphi}{2} - \Delta t \cos \frac{\Delta \varphi}{2} \quad \text{arba} \quad \mu dN - dt = 0$$

$$\text{arba} \quad \mu t d\alpha - dt = 0 \quad \mu d\alpha = \frac{dt}{t} \quad (60)$$

$$\int_0^{\alpha} \mu d\alpha = \int_{t=Q}^{T=P} \frac{dt}{t}; \quad \mu \alpha = \ln \frac{T}{t} \quad (61) \quad \text{arba} \quad \frac{T}{t} = e^{\mu \alpha} \quad (62) \quad \text{arba} \quad P = Q e^{\mu \alpha};$$

Jėgos P dydis nepriklauso nuo cilindro spindulio, bet tik nuo griebi-
 mo kampo α .

Nagrinėdami priklausomybę $P = Q e^{\mu \alpha}$, galime dar štai kokias
 išvadas padaryti:

1) $P > Q$; $P > Q e^{\mu \alpha}$ - lankstus kūnas tada slys pagreitintu būdu
 pusėn jėgos P.

$P > Q$; $P < Q e^{\mu \alpha}$ - (griebimo kampo tinkamo dydžio) lankstus
 kūnas lieka ramybėje.

Kai $\mu \alpha$ - didėja, tai $e^{\mu \alpha}$ - dar greičiau didėja; mes matome
 tokias prigulmybes: sakysim $\mu = 0,25$:

$\mu \alpha$	1	2	3	4	5	6 (radian.)
$e^{\mu \alpha}$	2,7	7,4	20,1	54,6	148,4	403,4
α	229°	(360+98)	(360+327)	2.360+196	3.360+65°	3.360+294

Dabar matome, kodėl apviniojus 3 - 4 kartus virvę apie prie-
 plaukos stulpą, sulaikomas laivas.

Susidaręs skirtumas jėgų ($P - Q$) arba ($T - t$) galimas tik dėl trinties tarp lankstaus kūno ir cilindro paviršių; cilindras veikiamas jėgų T ir t tangentinių jo paviršiui bus sukamas didžiosios jėgos pusėn; tas sukimo momentas, esant cilindro spinduliui R , bus lygus $(T - t)R$, t. y., apskritimo jėga P bus lygi $T - t = t(e^{\mu\alpha} - 1)$.

Jeigu dabar cilindras galės sukintis gulėdamas pakakliuose, sąkysime tai bus skriemulys užpleišytas ant veleno, kuris yra apkrautas pasyviu momentu (turi sukėti stakles) M_{pas} , tai sukimo momentas $(T - t)R$ galės sukėti veleną štai kokiomis sąlygomis:

Sukimui priešinsis pasyvus momentas M_{pas} ir trinties momentas veleno pakakliuose lygus

$$(T + t)\mu r \quad (\text{brėž. 38}).$$

Jei prie $T \leq te^{\mu\alpha}$ (diržas slysti negali) momentas $M > M_{pas} + (T + t)\mu r$

tai skriemulys su velenu suksis. Jei gi prie $T \leq te^{\mu\alpha}$ pasirodytų

$M < M_{pas} + (T + t)\mu r$, tai skriemulys su velenu stovės. Jeigu prie

$T > te^{\mu\alpha}$ (diržas gali slysti) -

$M < M_{pas} + (T + t)\mu r$, tai lankstus

kūnas slis, gi jei $M > M_{pas} + (T + t)\mu r$, tai neaiški padėtis.

b) Jeigu velenas bus apkrautas aktyviu momentu $M_{akt.} = Q \cdot r_0$

(brėž. 39), tai prie $T < te^{\mu\alpha}$ abet $T > t$, jei momentas $M < \mu r(T + t) + M_{akt.}$, velenas stovės; velenas suk-

sis T jėgos kryptimi tada, kai $T \leq te^{\mu\alpha}$

ir $M > \mu r(T + t) + M_{akt.}$

Jeigu gi pasirodytų, kad

$M_{akt.} > M + \mu r(T + t)$ tai velenas ga-

li sukintis priešingon pusėn; jeigu tuo

pačiu momentu galimas diržo slidimas,

tai yra $T > te^{\mu\alpha}$, tai skriemulys gali

sukintis vienu pusėn, diržas gi kiton.

Kai $T < te^{\mu\alpha}$, o $M_{akt.} > M + \mu r(T + t)$

tai turime atsitikimą, kai sukimo momentas vieno veleno perduodamas kitam.

Lankstaus kūno dalelės apeidamos skriemulį turi kreivas trajektorijas, todėl prie didelių greičių reikia imti dėmesin jų išcentrinės jėgas.

Mūsų aukščiau išvestos lygtis (59, 60, 61, 62) dabar turės pasikeisti.

Tegul q - svoris lankstaus kūno ilgio vienetui. Tada lankstaus kūno imtos lanko dalelės, atitinkančios kampą $\Delta\varphi$ (brėž. 37) svoris

Brėž. 38.

Brėž. 39.

bus $q \cdot r \Delta \varphi$, o jos masės bus lygi $\frac{qr \Delta \varphi}{g}$; esant apskritimo greičiui v išcentrinės jėgos dydis bus $\frac{q \cdot r \Delta \varphi}{g} \cdot \frac{v^2}{r} = \frac{qv^2}{g}$;

Imdami jėgų projekcijų į normales ir tangentinės kryptis sumas ir prilygindami nuliui, gauname

$$dN + \frac{qv^2}{g} \Delta \varphi - 2t \sin \frac{\Delta \varphi}{2} - \Delta t \sin \frac{\Delta \varphi}{2} = 0.$$

$$\mu dN + t \cos \frac{\Delta \varphi}{2} - t \cos \frac{\Delta \varphi}{2} - \Delta t \cos \frac{\Delta \varphi}{2} = 0.$$

Gauname

$$dN = (t - \frac{qv^2}{g}) d\varphi \text{ ir } \mu dN = dt$$

ir toliau

$$\mu (t - \frac{qv^2}{g}) d\varphi = dt; \quad \mu d\varphi = \frac{dt}{t - \frac{qv^2}{g}}$$

$$\int_0^\alpha \mu d\varphi = \int_t^T \frac{dt}{t - \frac{qv^2}{g}}; \quad \mu \alpha = \ln \frac{T - \frac{qv^2}{g}}{t - \frac{qv^2}{g}}$$

$$T - \frac{qv^2}{g} = (t - \frac{qv^2}{g}) e^{\mu \alpha}; \quad (61a)$$

Jėga ant aiskritimo P dabar bus reiškiamą tokia formule:

$P = T - t$; t surandame iš formulės (61a)

$$t = (T - \frac{qv^2}{g}) e^{-\mu \alpha} + \frac{qv^2}{g} \quad \text{tada}$$

$$P = T - t = T - [(T - \frac{qv^2}{g}) e^{-\mu \alpha} + \frac{qv^2}{g}] = (T - \frac{qv^2}{g})(1 - e^{-\mu \alpha}) \quad (62a)$$

2. Lynų ir grandinių standumo priešinimasis.

a) Del nelankstumo lynas užbėga ant skriemulio ir nuo jo nubėga taip, kaip parodyta brėž. 41. Todėl lygsvarai esant, gauname prigulmybę

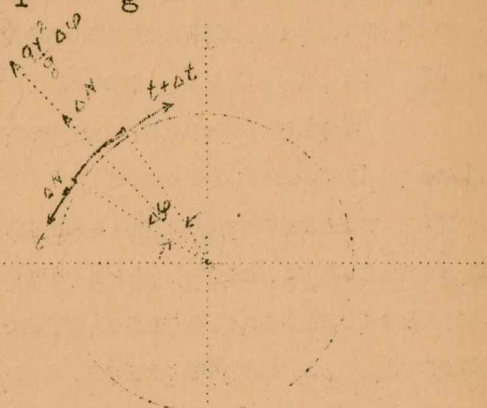
$$t(R + n) = T(R - m). \quad (63)$$

Iš čia

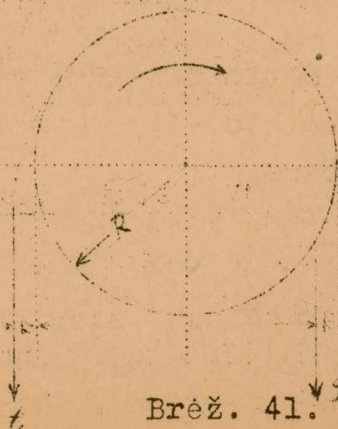
$$T = t \frac{R + n}{R - m} = t (1 + \frac{m + n}{R - m}) =$$

$$= t (1 + \frac{m + n}{R}) = t (1 + \frac{b}{R}); \text{ kur}$$

$$b = m + n;$$



Brėž. 40.



Brėž. 41.

Bandymais nustatyta, kad $b = k \cdot \Delta^2$, kur Δ - lyno diametras, ir k - proporcingumo koeficientas (kanap. linams) $= 6 - 13$, kai Δ ir R išreikšti metrais, o jėgos - kg ir tada $T = t \cdot \left(\frac{k \cdot \Delta^2}{R} \right)$; metaliniams lynams $k = 18 - 16$; metalinio lyno diametr. Δ ir R išreikšti metrais, o jėgos kg.

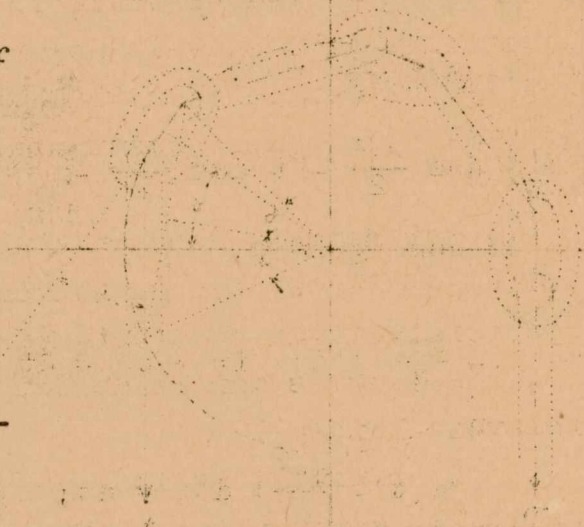
Diržų standumas paprastai neimamas dėmesin dėl jo nežymios įtakos.

b) Užeinantis grandies galas turi pasisukti kampu α , taip pat ir nubėgantis galas. Todėl gaunasi žalingas darbas (brėž. 42).

Grandžiai užeinant tas darbas

$$A_1 = \mu t \frac{\Delta}{2} \cdot \alpha$$

Čia Δ reiškia grandies storį, α pasisukimo kampas. Tą darbą kitaip išreiškime: užbėgančios grandies vedantis galas gauna papildomą apkrovimą S_1 , kurio darbas A pasisukant skriemuliui kampu α bus lygus



Brėž. 42.

$$A = S_1 \cdot \frac{D + \Delta}{2} \cdot \alpha ; \quad A_1 = A ; \quad \text{iš čia iš lygties}$$

$$\frac{\mu t \Delta}{2} \cdot \alpha = S_1 \cdot \frac{D + \Delta}{2} \cdot \alpha, \quad \text{surandame } S_1 = \frac{\mu t \Delta \cdot \alpha}{2 \cdot \alpha} \cdot \frac{2}{D + \Delta} =$$

$$= \frac{\mu t \Delta}{D + \Delta} = \mu t \frac{\Delta}{D} .$$

Taip pat ant nubėgančio galo gausime papildomą apkrovimą $S_2 = \mu T \cdot \frac{\Delta}{D}$; visas padidėjimas apkrovimo bus $S = S_1 + S_2$. Taigi

$$T = t + S = t + \frac{\mu \Delta}{D} (T + t) ; \quad (65)$$

$$T = t \frac{1 + \frac{\mu \Delta}{D}}{1 - \frac{\mu \Delta}{D}} ; \quad (66)$$

arba $T \approx t \left(1 + \frac{\mu \Delta}{R} \right)$ (67) (iš lygties 65, jei ten antroje dalyje priimti $T \approx t$).

Priimama $\mu = 0,25$; Galio grandinėse $\mu = 0,15$.

Taigi standumo priešinimasis priklauso nuo skriemulio spindulio R ir grandies storio, bet nepriklauso nuo grebimo kampo.

IV. Veikiančiųjų mašinoje jėgų pusiausvyros klausimai.

1. Veikiančiųjų mašinoje jėgų pusiausvyros nagrinėjimas galimas 1) statikinis ir 2) dinaminis.

1. Pirmame atsitikime mes neimsime dėmėn inercijos jėgų, dažnai neimsime dėmesin kinematinių porių žalingų priešinimąsi. Taip sta-

tant klausimą, mes žinome, tegalėsime gauti tik apytikrį atsakymą, ko praktikoje vis tik dažnai užtenka.

Mašina yra kūnų sistema, tam tikru būdu surištų tarp savęs. Tada statika mums duoda kieto kūno žinomas šešias lygsvaros lygtis

$$\begin{pmatrix} \sum X = 0 & \sum Y = 0 & \sum Z = 0 \\ \sum M_x = 0 & \sum M_y = 0 & \sum M_z = 0 \end{pmatrix} \quad (68)$$

Šitas lygsvaros lygtis mes galime pritaikyti atskirai mašinos daliai, ar jų grupei, išskyrę iš mašinos, kai pastaroji yra tam tikroje lygsvaroje ir mūsų vaizduojama lyg sukietėjusi savo lanksčiuose. Taisinant lygtis reikia taisyklingai įvertinti, kokios išorinės joms jėgos į jas veikia, jų tarpe neužmiršti reakcijų iš liekančių mašinos dalių pusės.

Kai neimama dėmesin kinematinių porių žalingi priešinimaisi ir inercijos jėgos, tai vieton aukščiau duotų 6 lygsvaros lygčių, labai patogiai galima pavartoti virtualinio darbo dėsnis. Šių klausimų sprendimas lengvės dar ir dėlto, kad mašinos turi beveik visuomet vieną laisvumo laipsnį.

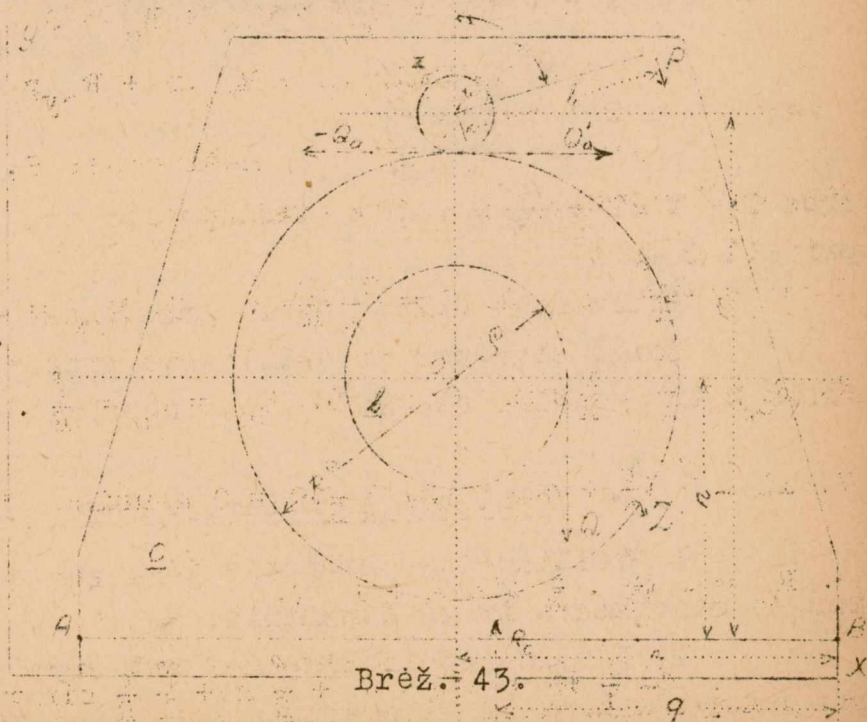
2) Dinaminį mašinos nagrinėjimą darant, mes imsime dėmesin visas jėgas, veikiančias mechanizme, judančiam kintamu greičiu dydžio ir krypties žvilgsniu. Taigi ir inercijų jėgas. Tuo tarpu statikinį nagrinėjimą atliekant, mes inercijos jėgas skaitėme lygiomis 0 (neėmėm dėmesin), taigi mechanizmą vaizdavome arba stovinčiu, arba judančiu tolydiniu tiesiu judėsiu.

Tolimesni nagrinėjimai mums paaiškins statikinio ir dinaminio mechanizmų tyrinėjimų skirtumus.

2. Mašinų statika.

Analizinis būdas statikinėms mašinų dalių įrašoms surasti.

Kaipo pavyzdį imame gervę, parodytą brėž. 43. Jos mechanizmas susideda iš 3-jų grandžių: grandis a - jai priklauso velenas O_1 , ir užpleišyti ant jo rankena ir šiektarnė z, grandis b - jai priklauso velenas O_2 , bugnas spindulio ρ ir krumpliaratis Z ir grandis c - stovas - jai priklauso gervės šlaunis su pakakliais.



Varančioji jėga yra P ; priešinimosi - Q (keliamasai sunkis).

Yra duota jėga Q ; santykis $\frac{r}{R}$ ir φ ; reikia surasti varančioji jėga P , jėgas veikiančias į kiekvieną grandį ir nustatyti sąlygą geriausio stovingumui.

Trinties jėgų ir dalių savo svorio dėmesin neimame. Jėgų kryptis supuolančias su teigiamomis X -so ir Y kryptimis skaitysime teigiamomis, priešingai - neigiamomis.

Grandis a: į ją veikia jėga P . Rato Z spaudimas Q_a ir šlaunių reakcijos

R'_a ir R''_a (dvišlaunis); suprastinimui jų suma (R'_a ir R''_a) pakeičia R_a .

Jėgos veikia lygiagretėse plokšmėse. Rašome statikos lygtis:

$$1) \sum X = + P \cos \alpha + Q_a + R_{ax} = 0.$$

$$2) \sum Y = - P \sin \alpha + 0 + R_{ay} = 0.$$

$$3) M_{l_0} = P \cdot l - Q_a \cdot r_1 = 0.$$

Grandis b. Į ją veikia jėga Q (keliamasai sunkis), šeštarnės reakcijos ($-Q_a$) ir šlaunių reakcija R_b ;

$$4) \sum X = - Q_a + R_{bx} = 0$$

$$5) \sum Y = - Q + R_{by} = 0$$

$$6) M_{o_2} = Q \cdot \rho - Q_a r_2 = 0.$$

Grandis c. Į ją veikia spaudimai šlaunių pakakliuose lygūs aukščiau minėtoms reakcijoms. R_a ir R_b ir vertikale pamato reakcija R_c .

$$7) \sum X = R_{ax} + R_{bx} = 0$$

$$8) \sum Y = R_{ay} + R_{by} + R_c = 0$$

$$9) M_B = R_{ax} \cdot m + R_{bx} \cdot n + R_{ay} p + R_{by} p + R_c q = 0.$$

Gavome 9 lygtis ir 9 nežinomus: P , l , Q_a , R_{ax} , R_{bx} , R_{by} , R_c , q ; išsprendę lygtis, gauname:

$$1. Q_a = \frac{Q \cdot \rho}{R}; \quad 2. P = \frac{Q \cdot \rho \cdot r}{l \cdot R}; \quad 3. R_{ax} = - \frac{\rho}{l} \left(\frac{r}{R} + \cos \alpha \right) Q;$$

$$4. R_{ay} = \frac{\rho}{l} \cdot \frac{r}{R} \sin \alpha Q; \quad 5. R_{bx} = Q_a = \frac{\rho}{R} \cdot Q; \quad 6. R_{by} = Q;$$

$$7. \text{ iš } - \frac{\rho}{l} \left(\frac{r}{R} + \cos \alpha \right) \cdot Q + \frac{\rho}{R} \cdot Q = 0 \text{ gausime } l = R \left(\frac{r}{R} + \cos \alpha \right);$$

$$8. R_c = - \left(\frac{\rho}{l} \cdot \frac{r}{R} \sin \alpha + 1 \right) Q.$$

$$9. q = - \frac{ / - \frac{\rho}{l} \left(\frac{r}{R} + \cos \alpha \right) m + \frac{\rho}{R} n + \frac{\rho}{l} \frac{r}{R} \sin \alpha + p / }{ - \left(\frac{\rho}{l} \cdot \frac{r}{R} \sin \alpha + 1 \right) }.$$

Pritaikykime virtualinio darbo dėsnį; trinties jėgų neimsime dėmesin (idealūs ryšiai); ryšys tarp veleno O_2 ir O_1 reiškiamas prigrūdybe $\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{R} = i = \text{const.}$, kur ω_2 ir ω_1 velenų O_2 ir O_1 kampiniai sukesių greičiai. Darome be galo mažą virtualinį perstumimą suderintą su ryšiais ir rašome virtualinio darbo sumą tuo pačiu laikotarpiu dt.

$$P \cdot 1 \cdot \omega_1 dt - Q \cdot R \cdot \omega_2 dt + Q_a R \cdot \omega_2 dt - Q_a r \cdot \omega_1 dt = 0.$$

Kadangi trinties dėmesin neimame, tai reakcijų darbas pakakliuose, kaip statmenų keliui, lygus nuliui. Kadangi $\omega_2 R = \omega_1 r$, tai mūsų gautoji lygtis virsta į

$$P \cdot 1 \cdot \omega_1 dt - Q \cdot R \cdot \omega_2 dt = 0 \quad \text{arba} \quad P = \frac{\omega_2}{\omega_1} \cdot \frac{R}{1} \cdot Q = \frac{r}{R} Q.$$

Šis būdas mums davė galimybę nustatyti priklausomybę tarp varančios jėgos P ir priešinimosi jėgos Q .

Praktika turi eilę grafinių būdų išplaukiančių iš šių pagrindinių būdų, kuriuos mes toliau ir išnagrinėsime.

Kennedy būdas.

Preliminariai darome dar štai kokias pastabas: į grandį b tiesioginiai neveikia jokia jėga; spaudimai į grandį b iš pusės grandžių a ir c būtinai eis kryptimi, einančia per centrus A ir B (brėž. 44), kai visa sistema randasi lygsvaroje. Tai bus štai dėl ko: spaudimai

iš pusės $a - R_a$ ir iš pusės $c - R_c$ eis normalės kryptimi jų prisilytėjimo su grandimi b paviršiaus lankščiuose A ir B ir, kadangi grandis b yra lygsvaroje, tai jėgų R_a ir R_c dydžiai turės būti lygūs, o kryptys tiesiai priešingos. Taigi ir reakcija

Brėž. 44.

iš grandies b pusės, lanksčiais sujungtos su kaimyninėmis grandimis eis linijos AB linkme, t.y. grandies ašimi.

Toliau uždaviniai bus tokios rūšies:

Duota: 1) veikianti į grandį tam tikro dydžio ir krypties jėga, 2) veikmės linija kitos jėgos, veikiančios į tą pačią ar kokią kitą to paties mechanizmo grandį ir reikia surasti tos antros jėgos dydį, kad mechanizmas būtų lygsvaroje.

1. Jėgos duotoji ir ieškomoji veikia į vieną tą pačią mechanizmo grandį.

Duota jėga P - jos dydis ir kryptis; p - jos veikmės linija. Surasti jėgą Q - kurios veikmės linija duota: q - jos veikmės linija.

Atrandame momentinį sukcesio centrą b atžvilgiu $d - O_{bd}$.

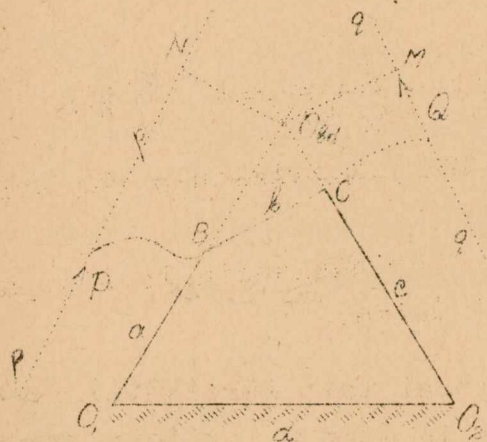
Suma jėgų momentų P ir Q atžvilgiu O_{bd} turi būti lygi nuliui.

$$P \cdot \overline{O_{bd}N} + \overline{O_{bd}M} \cdot Q = 0; \quad Q = -P \cdot \frac{\overline{O_{bd}N}}{\overline{O_{bd}M}};$$

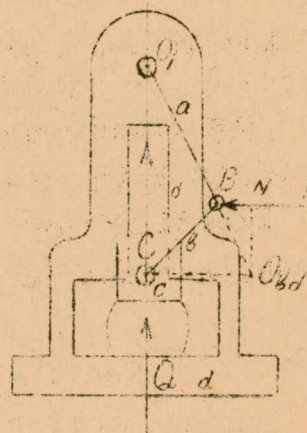
jėga Q turi duoti momentą priešingo ženklo, kaip momentas jėgos P .

Pavyzdys. Duotoji jėga P ir ieškomoji reakcija iš spaudžiamo daikto veikia į tą patį grandį b .

$$Q = \frac{P \cdot O_{bd} N}{O_{bd} C}.$$



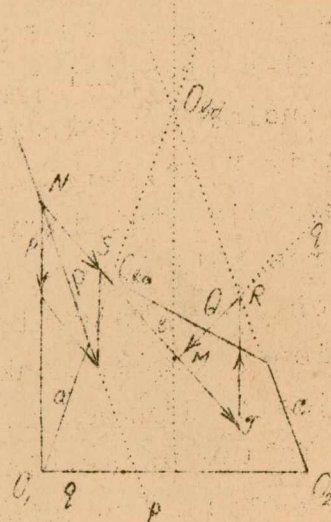
Brėž. 45.



Brėž. 46.

2. Jėgos veikia į dvi kaimynines grandis.

Duotoji jėga P veikia į grandį a . Ieškomosios jėgos Q duota veikmės linija ir kad ji veikia į grandį b . Turime gauti statikinę lygsvarą. Pasirenkame jėgos P veikmės linijoje patogų tašką N ir atidedame jėgą P ; paskui ją išdėstome taip, kad vieną dedamoji eitų per centrą O_1 , o kita dedamoji per mom. sukcesio centrą O_{ba} ; šią pastarąją vedame iki susikirtimo su jėgos Q veikmės linija taške M , ir nuo to taško atidedame dedamąją $\overline{MT}$ lygi $\overline{NS}$. Tada išvedę per tašką T liniją $\overline{TR}$ lygiagrete linija MO_{bd} iki susikirtimo su jėgos Q veikmės linija taške R gauname, kad atkarpa $\overline{MR}$ ir duos tinkamam mastelyje ieškomąją jėgą Q ; jos kryptis aiški iš brėžinio. Statikinė lygsvara gavosi todėl, kad kaip matyti iš brėžinio jėgos P dedamosios MT ir jėgos Q atstojamoji eina per momentinį sukcesio grandies b atžvilgiu d centrą O_{bd} . Kita jėgos P de-



Brėž. 47.

damoji eina per O_1 . (O_{ad}). Matome, kad panaudojome tris sukcesio centrus O_{ad} (O_1), O_{ba} , O_{bd} .

3. Jėgos veikia ne į gretimas grandis.

Duota jėga P veikia į grandį c . Jėga Q , kurios veikmės linija duota, turi laikyti mechanizmą lygsvaroje, veikdama į grandį a . Išdėstome jėgą P kryptimis į centrą O_2 (O_{cd}) ir O_{ca} . Dedamąją NS perkeliame į tašką M – persikirtimą su jėgos Q veikmės linija $q - q$. Tada ieškome Q ir dedamoji jėgos $P - MT$ turi duoti atstojamąją, einančią per centrą O_1 (O_{ad}). Čia vėl figūravo trys centrai

O_2 (O_{cd}), O_1 (O_{ad}) ir O_{ca} .

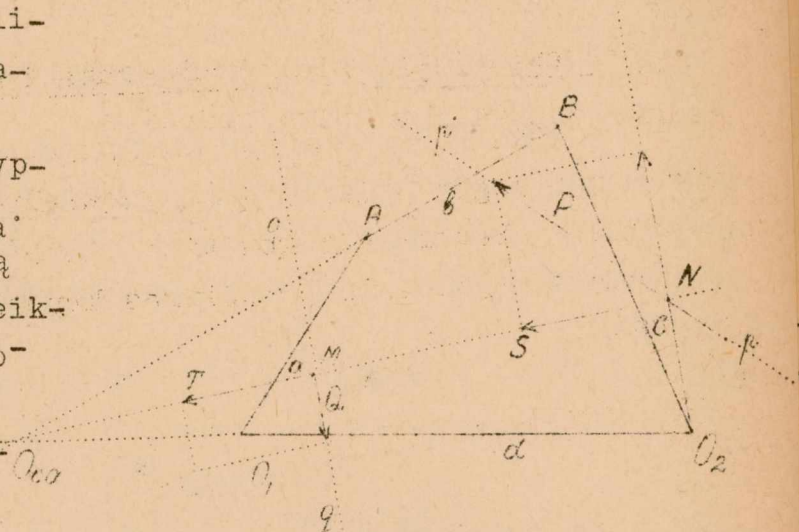
Taigi Kennedy metoda galima trumpai taip išreikšti: jėga P veikia į grandį r ir reikalinga atsverti ją jėga Q , pridėta grandžiai t krypties linija $q - q$, mechanizmo stovas yra s ; surandame grandžių r, t, s tarpusavius momentinio sukcesio centrus O_{rs}, O_{rt}, O_{st} ; jie visi yra vienoje tiesėje. Jėga P išdėstoma dviejų dedamųjų R ir S kryptimis taip, kad R eitų per O_{rs} ir S – per O_{rt} .

Pirmoji dedamoji veikia į nejudomą centrą O_{rs} , antroji dedamoji S per centrą O_{rt} persiduoda grandžiai t ir turi su ieškomuoju Q duoti atstojamąją, einančią per centrą O_{ts} .

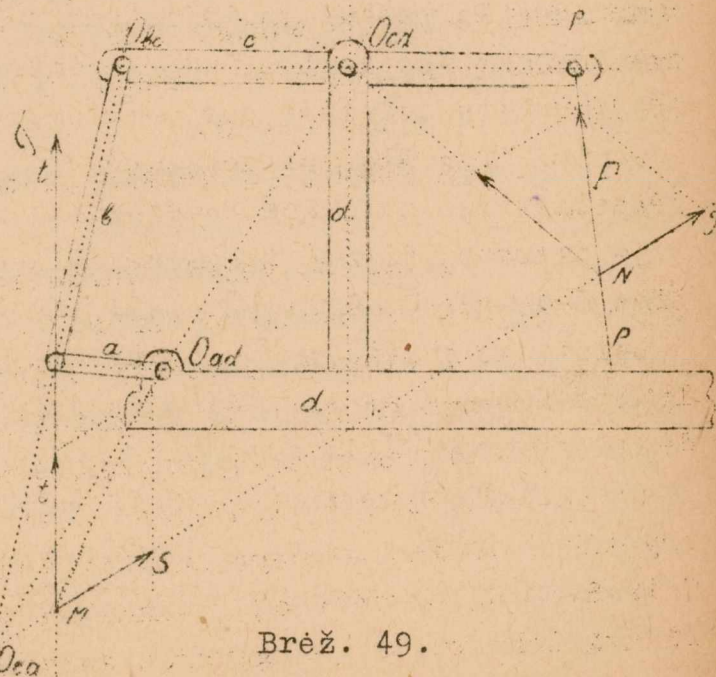
Jei duota eilė jėgų, veikiančių į grandį, tai reikia pirma surasti jų atstojamąją.

Pavyzdys. Duota jėga P , veikianti į grandį c , veikmės linija pp , kaip parodyta brėžinyje. Rasti tangentinę jėgos T – priešinimąsi iš skriejiko pusės.

Čia atsitikimas, kada jėgos veikia ne į kaimynines grandis. Čia paliečiamos grandys c , a ir stovas d . Surandame momentinius sukcesio centrus O_{cd} , O_{ad} ir O_{ca} . Jėga P išdėstoma kryptimis centrų O_{cd} ir O_{ca} .



Brėž. 48.



Brėž. 49.

gų planą keturkampį $fhde$, kurio sudarymas aiškus iš brėžinio. Ten visos jėgos atvaizduotos jėgos Q mastelyje.

2. Į kulises grandį veikia tris jėgos T , S ir R_3 ; šiame atvejuje jėga S yra prieššinimosi jėga, ji yra jau reakcija iš pusės čiauržiklio.

Lygsvaros sąlygai patenkinti visos trys jėgos T , S , R_3 turi kirstis vienam taške b , kaip matyti iš brėžinio. Šita aplinkybė duoda galimybę sudaryti jėgų planą pradėjus nuo jėgos S , kurios dydį tam tikram mastelyje ir kryptį jau turime, o visų kitų veikmės linijos aiškos iš brėžinio. Sudarome jėgą S , T ir R planą, trikampį dot . Gauname jėgų kryptis ir dydžius jėgos Q mastelyje. Turėdami dabar jėgą T , padauginę iš nuleisto į jos kryptį statmens iš taško O ilgio q gauname mechanizmo schemos mastelyje m_1 , gauname ieškomąjį statikinį veleno O sukimo momentą M_d .

Prof. N.E. Žukauskio būdas (pagalbinės svirties būdas), statikinei jėgų lygsvarai surasti.

Šio būdo pagrindą sudaro virtualinio darbo dėsnis:

$$Pds \cos \alpha = 0; \text{ arba kitaip } P_V \cos \alpha = 0 \quad (69)$$

Sakysime, turime mechanizmo grandį a ; į ją taške A veikia jėga P ; grandis BA gali svyruoti apie tašką B ir jos taškas A turi greitį V_A , sudarantį su jėga P kampą α ;

Darydami greičių planą, mes dabar pasuksime jį 90° , tokiu būdu greičių kryptis supuls su grandžių kryptimi, kurių taškų greičių planą darome. Šiame atvejuje gausime pasukę greitį V_A 90° atkarpą Aa' . Iš taško a' nuleidžiame statmenį į jėgos P kryptį, gauname atkarpą $a'b = Aa' \cos \alpha =$

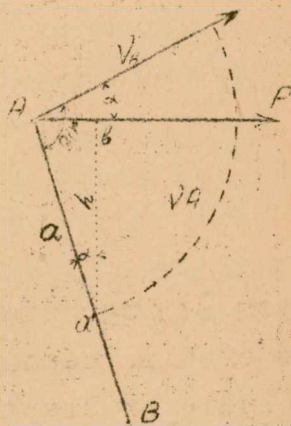
$$= V_A \cos \alpha = h; \quad \text{Brėž. 51.}$$

Imdami jėgos P momentą atžvilgiu taško a' gausime $P \cdot h = P \cdot V_A \cos \alpha$; t.y. jėgos P virtualinį darbą $P V_A \cos \alpha$ galime išreikšti sandauga $P \cdot h$, kurios suradimą mes aukščiau nurodėme. Iš kitos pusės mes matome, kad $(P \cdot h)$ yra jėgos P momentas atžvilgiu taško a' , kuris plane atvaizduoja tašką A lyg greičių vektorius Aa' būtų svirtis, į kurią A veikia jėga P . Taip galime pasielgti ir su kitomis jėgomis ir tada gausime statikinės lygsvaros sąlygą

$$\sum P_V \cos \alpha = \sum Ph = 0.$$

Išnagrinėsime pavyzdį.

1. Duotas keturių grandžių mechanizmas O_1ABO_2 ; grandis d - stovas; grandis a skrieja nurodyta brėžiny kryptimi (prieš laikrodžio kryptį) ir lanksčio A greitis V_A žinomas. Į grandį a jos lankstyje A



2. Iraža grandyje b. Darome piūvį 1 - 1, atmetame mazgą b ir imame likusios dalies jėgų momentus atžvilgiu taško V. Nagrinėjant, kaip anksčiau, gauname $P_1 \cdot h_1 + P_b \cdot h_4 = 0$; $P_b = -\frac{P_1 h_1}{h_4}$. Randame, kad greičių plane jėga P_b eina nuo taško a į vidurį, t.y., iš dešinės į kairę. Tą pačią kryptį paliekame ir mechanizmo schemoje; ten gaunasi, kad jėga P_b nukreipta į mazgą A, kas rodo, kad ta grandis spaudžiama jėgos P_b .

Iraža grandyje c. Darome piūvį k - k atmetame mazgą V ir rašome lygsvaros sąlygą likusios dalies jėgų atžvilgiu taško a.

$$P_2 \cdot h_6 + P_c \cdot h_7 = 0 \quad P_c = -\frac{P_2 h_6}{h_7}; \quad P_c \text{ kryptis išpuola nuo vi-$$

durio į tašką b. Pernešame į mechanizmo schemą nekeisdami krypties. Matome, kad grandis c bus spaudžiama. Čia pat galime pasakyti, kad į lanksčius O_1 ir O_2 veiks spaudimo jėgos P_a ir P_c .

Suradimui visų jėgų P_2 , P_a , P_b , P_c greitis V_A galėjo būti ir neduotas; kad sudaryti greičių planą, galėjome patys užsiduoti greičių V_A , nes kaip matyti iš nagrinėjimo, mums reikalingi tik greičių santykiai, kurie nulemia greičių plano schemą.

Pavyzdys 2. Duotas statikinis momentas veleno $O - M_d = P \cdot \overline{OA}$; reikia rasti:

- 1) jėga Q, veikiančią grandį b;
- 2) spaudimo jėgą normalės kryptimi taške A - S;
- 3) pakaklio reakciją T ir
- 4) Veleno O reakciją R.

1) $\sum Ph = P \cdot h_1 + Q \cdot h_2 = 0 \quad Q = -\frac{P \cdot h_1}{h_2}$. Ženklas (-) rodo, kad momentas priešingos krypties. Kryptis parodyta brėžinyje; grandis b bus spaudžiama.

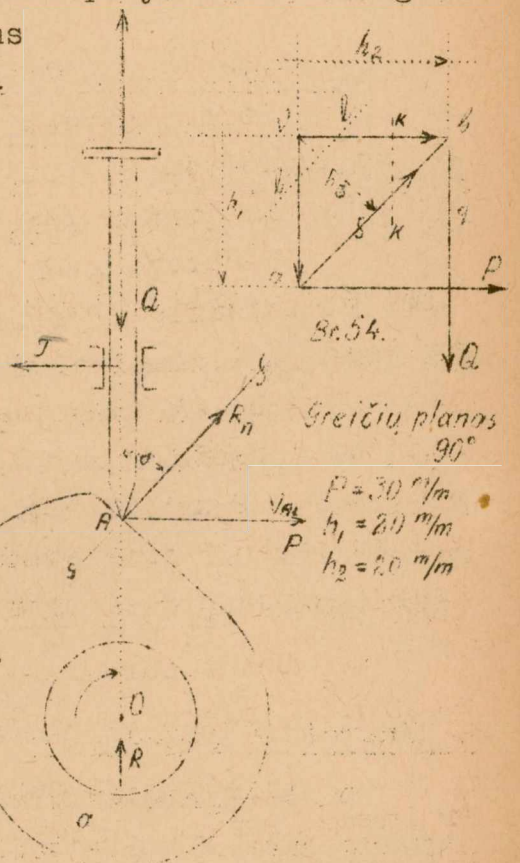
2) Darome piūvį k - k, atmetame mazgą b, likusios dalies lygsvara reiškiamą lygtimi, imant momentus atžvilgiu taško V.

$$P \cdot h_1 + S \cdot h_3 = 0 \quad S = -\frac{P \cdot h_1}{h_3}$$

Darome piūvį l-l; imame momentus atžvilgiu taško a.

3) $Qh_2 + T \cdot h_1 = 0$; $T = -\frac{Q h_2}{h_1}$; su jėga T spaudžia grandis b į pakreipiančią dalį (pakaklį).

4) Dabar imame prie to paties piūvio 1 - 1 atžvilgiu taško b $P \cdot h_1 + R h_2 = 0$; $R = -P \cdot \frac{h_1}{h_2}$.



3. Nustatymas išražu grandyse ir spaudimų kinematiniuose poriuose, priimančiam dėmesin judančių grandžių masių dinaminį veikimą.

Kai kurių mašinų dalys, mašinos darbo metu, įgauna tokius didelius greičius, kad dinaminė grandžių masių įtaka darosi tokia žymi, kad gali viršyti duotųjų jėgų įtaką. Kai kuriose mašinose (greitai siūvančios mašinos, audžiamosios staklės ir panašiai) duotosios jėgos dėl mašinos darbo lengvumo būna visai nežymios, sulyginant su dinaminio grandžių mašinų veikimu, tad ir dalių skaičiuotės pagrindan dedamos dinaminio veikimo sukeltos grandyse išrašos.

Dinaminė įtaka be kitų reiškinių, pasireiškia inercijos jėgų veikimu. Trinties jėgas, kaip statikines išrašas nagrinėjant, ne visuomet imsime dėmesin.

Dabar panagrinėsime inercijos jėgas grandžių, judančių 1) slenkamuoju judėsiu, 2) besisukančiu apie nejudomą ašį ir 3) judančių sudėtingu judėsiu.

Mes nagrinėsime tiksliai mechanizmus, judančius vienoje ar lygiagrečiose plokšmėse.

1. Inercijos jėgos grandžių turinčių slenkamąjį judesį.

Nagrinėsime inercijos jėgą gumbo mechanizmo sekėjo, parodyto brėž. 53. Sekėjas turi slenkamąjį judesį išilgai savo ašies; tegul tai bus ordinačių X ašis. Tokiu atveju jos inercijos jėga bus reikiama štai kokia formula: $I = -m \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$; m yra sekėjo masė; $\frac{d^2x}{dt^2} = W$ greitėjimas. Inercijos jėga šiame atsitikime bus pridėta prie sekėjo svorio centro. Parašysime lygsvaros lygtį visų jėgų, veikiančių į sekėją; be inercijos jėgos dar veikia į tą patį grandį jos svoris G , spyruoklės, darančios kinematinių porių jėgos suverimą, spaudimas F_1 ir reakcija iš pusės gumbo R_n . $R_n \cos \alpha - F - G + I = 0$. Inercijos jėgos ženklas priklausys nuo to, koks greitėjimas W ar jis $W > 0$ ar $W < 0$.

2. Inercijos jėgos grandžių, kurios sukasi apie pastovią ašį 0.

Duota: grandis a sukasi plokšmėje kintamu sukesiu apie tašką 0.

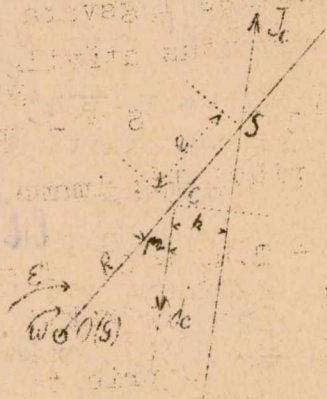
ω - kampinio sukesio greitis.

$\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon$ - kampinio sukesio greitėjimas.

C - grandies svorio centras.

I_C - grandies inercijos momentas atžvilgiu grandies svorio centro C ; $I_C = m \rho^2$,

kur ρ inercijos spindulys atžvilgiu centro C . M - grandies masė. $OC = R$.



Brėž. 55.

Kai kūnas sukasi kintančių sukėsio judėsių apie pastovią ašį, tai jo greitėjimo centras G supuola su sukėsio centru, šiame atvejuje tašku O. Tada vyriausias inercijos jėgų vektorius $I_c = -m \cdot j_c$, kur m grandies masė; j_c - svorio centro C greitėjimas, reiškiamas mechanikoje duodama formule $j_c = R \cdot \sqrt{\omega^4 + \epsilon^2}$, kur R - atstumas svorio centro C nuo sukimosi ašies O. Tada

$$J_c = -m \cdot R \sqrt{\omega^4 + \epsilon^2};$$

ženklas "minus" reiškia, kad inercijos jėga turi kryptį priešingą greitėjimo j_c kryptiai. Kryptis j_c priklauso nuo ω ir ϵ ir duodama kampo μ , kuri j_c sudaro su R ; to prigulmybė reiškiama formule

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{1}{\omega^2} \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{\epsilon}{\omega^2};$$

kaip žinome iš mechanikos, kad surasti inercijos jėgų veikmės linija turime priimti dėmesin statikinį inercijos jėgų momentą atžvilgiu svorio centro C, kuris lygus $M_{st} = I_c \cdot \epsilon$; veikmės linijos atstumą h nuo svorio centro C gausime iš lygties

$$J_c \cdot h = I_c \cdot \epsilon; \quad h = \frac{I_c \cdot \epsilon}{J_c} \quad (70)$$

Išvedę liniją lygiagrečią greitėjimo j_c kryptiai, bet iš priešingos pusės nuo svorio centro C, kaip sukėsio centras O atstume h nuo j_c , mes gauname svarb. inercijos jėgų vektoriaus veikmės liniją, o sv. vektoriaus pridėjimo tašką imame su linija OC tąsą susikirtime S ir gauname padėtį vyr. inercijos jėgų vektorius J_c , kaip parodyta brėžinyje 55.

$$\begin{aligned} \text{Tegul atkarpa } CS = e; \text{ toliau } e &= \frac{h}{\sin \mu} = \frac{I_c \cdot \epsilon}{J_c \sin \mu} = \\ &= \frac{m \rho^2 \cdot \epsilon}{mR \sqrt{\omega^4 + \epsilon^2}} \cdot \frac{1}{\sin \mu}; \quad \sin \mu = \frac{\omega^2 \epsilon}{\sqrt{\omega^4 + \epsilon^2}}; \quad e = \frac{m \rho^2 \cdot \epsilon}{mR \sqrt{\omega^4 + \epsilon^2}} \cdot \frac{\sqrt{\epsilon^2 + \omega^4}}{\epsilon} = \frac{\rho^2}{R}; \end{aligned}$$

$$h = e \sin \mu = \frac{\rho^2}{R} \sin \mu.$$

Einant linija OC atstumas taško S nuo sukėsio centro O būtent $SO = R + e = R + \frac{\rho^2}{R}$. Matome, kad padėtis taško S (svarbiausiojo inercijos jėgų vektoriaus pridėjimo taškas) nepriklauso nei nuo ω , nei nuo $\frac{d\omega}{dt}$, o tiksliai nuo duotosios grandies ją apibūdinančių parametrų: R (svorio centro C padėtis atžvilgiu sukėsio centro O) ir $(I_c = m \cdot \rho^2)$. Taškas S vadinasi švytavimo centru. (Matematinė švytuoklė ilgio

$$l = R + \frac{\rho^2}{R} \quad (71) \text{ pakabinta šiame atvejuje sukėsio, bendrai greitėjimo centre).}$$

Jeigu $\epsilon = 0$; tada suksys tolygus, ir telieka tik išcentrinė inercijos jėga $J_n = -m \cdot j_n$.

3. Inercijos jėgos grandžių kurios daro sudėtingą plokštų judesį.

Sudėtingą plokštų grandies judesį mes vaizduojame susidedan-
tį iš:

a) grandies slenkamojo judesio, atitinkančio pasirinktojo polio
judesį, šiame atvejuje polių imame svorio centro tašką C.

b) ir sukamojo apie parinktąjį polių, šiame atvejuje apie gran-
dies svorio centrą tašką C.

a) Slenkamajam judesį inercijos jėga J_c bus lygi $-m \cdot j_c$, kur
m grandies masė, o j_c - taško C greitėjimas; ženklas (-) rodo, kad
inercijos jėga priešingos krypties, kaip
jo greitėjimas.

b) Sukamajam judesį apie svorio
centrą C inercijos jėgas apibudinamos
inercijos jėgų statikinių momentų atž-
vilgiu svorio centro C.

$$M_{st} = -I_c \cdot \epsilon;$$

Ženklas "minus" reiškia, kad inercijos
jėgos momento kryptis priešinga kampi-
nio sukcesio greitėjimo kryptiai.

Sudėdame jėgų porą ir jėga J_c i
viena jėga J_c , tinkamai parinkę jėgų po-
ros petį h.

Suvedimas parodytas brėžiny 57.

Petį h surandame iš prigulmybės

$$J_c \cdot h = I_c \cdot \epsilon.$$

$$h = \frac{I_c \cdot \epsilon}{J_c}$$

Jėgų pora (J_c , $-J_c$) išdėstome kaip paro-
dyta brėž.57, tada taške C jėgos J_c ir
 $-J_c$ bus pusiausvyroje ir liks tiktai

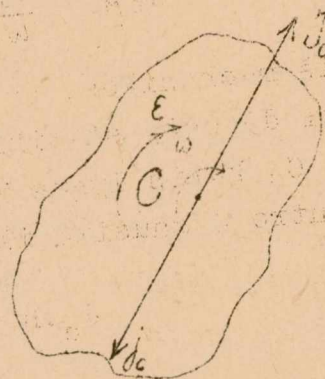
jėga J_c atstume h nuo svorio centro C; dydį h galime išreikšti ir štai
kaip:

$$h = \frac{I_c \epsilon}{J_c} = \frac{m \rho_c^2 \cdot \epsilon}{m \cdot j_c} = \frac{\rho_c^2 \cdot \epsilon}{j_c};$$

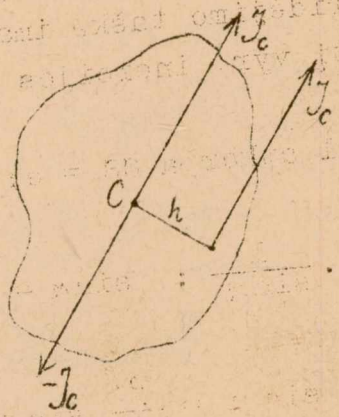
šita formulė praktikoje gali būti patogiai taikoma, priėmus dėmesin,
kad gražuolų dydžiai duoda ρ_c priklausomai nuo jų ilgio, kai masė to-
lygiai išdėstyta visu gražuolo ilgiu l.

Tada $I_c = \frac{g}{g} \cdot \frac{l^2}{12}$; l - ilgis mtr tarp lanksčių centrų. Taigi

$$m \rho_c^2 = m \cdot \frac{l^2}{12}; \quad \frac{\rho_c^2}{l^2} = \frac{1}{12} = 0,083.$$



Brėž. 56.



Brėž. 57

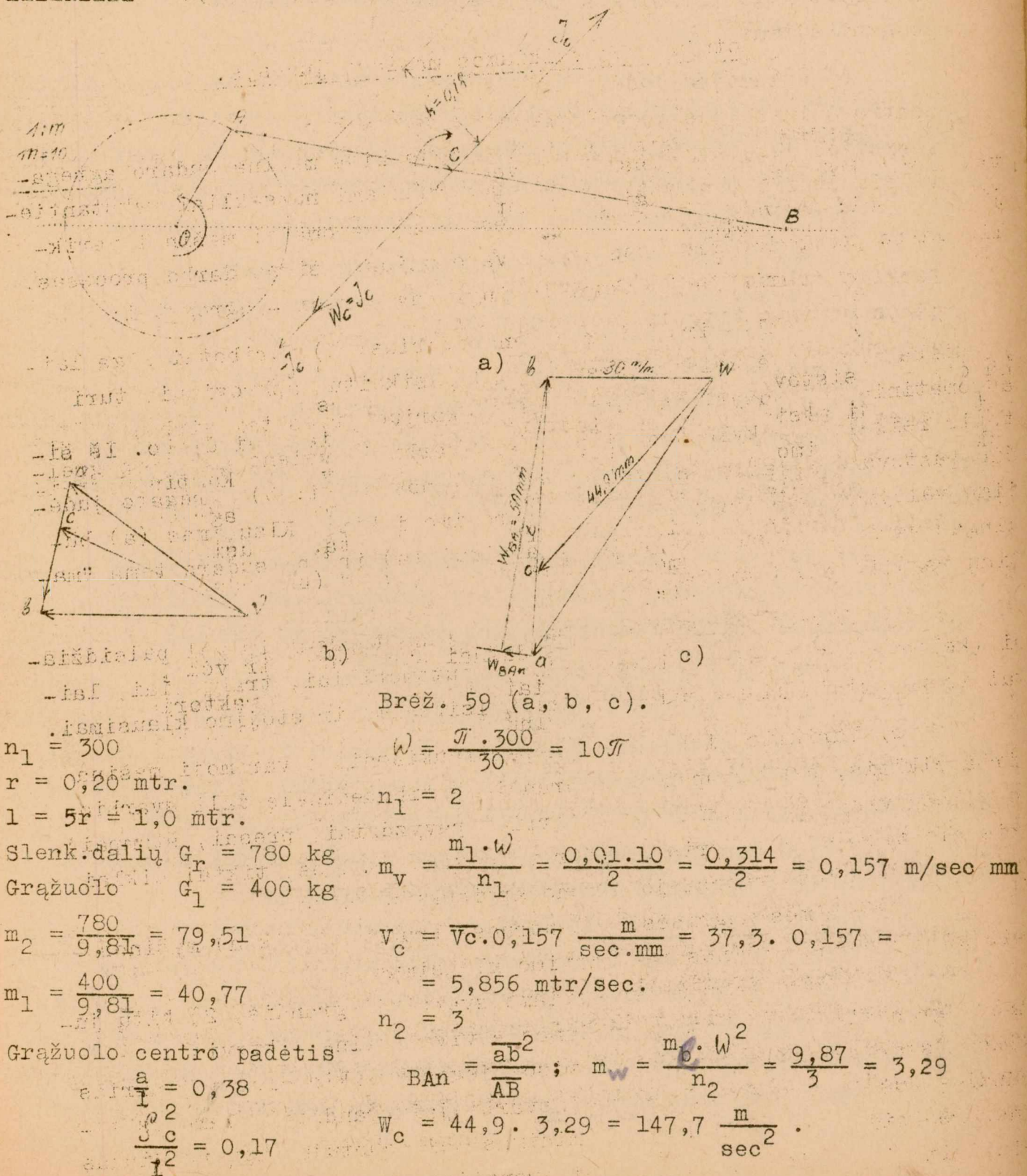
Garinių mašinų ir dizelių gražuolų $\frac{\int_0^2 c}{l^2} = 0,104 - 0,244$. Automobilių, traktorių gražuolų $\frac{\int_0^2 c}{l^2} = 0,123 - 0,22$.

Svorio centro padėtis C veikiančių gražuolų randama atstume a nuo skriejiko lanksčio centro. Gaunami štai kokie dydžiai:

garinių mašinų ir dizelių $\frac{a}{l} = 0,23 - 0,45$; vid. $\frac{a}{l} = 0,38$;

automobilių ir trakt. $\frac{a}{l} = 0,2 - 0,36$; vid. $\frac{a}{l} = 0,27$.

Pavyzyds.



$$W_B = 30,329 = 98,70 \frac{\text{mtr}}{\text{sec}^2}.$$

Grąžuolo inercijos jėga $I_{c_1} = m \cdot W_c = 40,775 \cdot 147,7 = 6000 \text{ kg}$

Slenkdalių inerc. jėga $I_{c_2} = m \cdot W_c = 79,51 \cdot 98,7 = 7850 \text{ kg}.$

$$\eta = \frac{\rho^2 \cdot \varepsilon}{W_c} = \frac{S^2 \cdot W_{BA_t} \cdot m_W}{l^2 \cdot W_c} \cdot 1 = \frac{\rho^2 \cdot W_{BA_t} \cdot m_W}{l^2 \cdot W_c \cdot m_W} \cdot 1 = 0,17 \cdot \frac{50}{44,9} \cdot 1 = 0,18.$$

Duotųjų jėgų veikiamos mašinos judėsysis.

B e n d r o s p a s t a b o s .

Variklis sujungtas su jo vedamąja kita mašina sudaro agregatą. Agregatui charakteringi trys nepertraukiami nuosekliai vykstantieji procesai: a) variklio darbo procesas; b) varomajai mašinai variklio darbo perdavimo procesas ir c) varomosios mašinos darbo procesas.

Bus nagrinėjami tiksliai tipingi pavyzdžiai - agregatai:

a/ variklis ir elektros generatorius: 1) neribotai ilgą laiką dirba nusistovėjusiai apkrautas, 2) pasikeitus apkrovimui, turi automatiniai atstatyti tą patį greitį, kuriuo prieš tai dirbo. Iš šio reikalavimo kyla uždaviniai: a) svarbiojo veleno kampinio greičio pastovumo išlaikymas, kai apkrovimas nusistovi; b) agregato judėjimo valdymas pereinant iš vieno apkrovimo į kitą. Klausimas (a) būdingas varikliams su stumokliu. Klausimai (a) ir (b) sudaro temą "mašinų reguliavimo teorijai".

b/ Agregatai, kurie dirba dažnai sustabdomi ir vėl paleidžiami (keliamosios mašinos, lokomobiliai, automobiliai, traktoriai, laivai ir panašiai) jiems būdingi mašinų įsibėgimo ir stojimo klausimai.

c/ Variklis dirba ilgai nepertraukiamai, o varomoji mašina dirba ciklais, bet trumpais, sudarančiais tik nedidelę dalį svarbiojo veleno vieno apsisukimo laikotarpio (pavyzdžiui, presai, štampai). Prie šio tipo reikėtų priskirti ir valcavimo stakles, tiksliai ciklai čion sudaro keleto svarbiojo veleno apsisukimų laiką.

Toliau mes nagrinėsime bendruose bruožuose tik a) mašinos įsibėgėjimo ir 2) mašinos reguliavimo klausimus.

Nagrinėjant bus 1) išskiriama svarbioji grandis, 2) kitų judančių grandžių masės bus pakeičiamos ekvivalentine fiktyvia mase taikoma svarbiajai grandžiai, 3) visos jėgos, veikiančios į įvairias grandis, bus tinkamu būdu taikomos svarbiajai grandžiai. Varomos mašinos reakcija į variklį bus tas minimas tarp duotųjų jėgų naudingas priešinimasis, taikomas svarbiajai grandžiai. Pati varomoji mašina bus atmetama.

Kinetinė mechanizmo energija.

Grandis dalyjame į tris grupes: a) slenkamųjų grupė, 2) besisukančiųjų grupė, 3) sudėtingą plokštą judesį darančiųjų grupė. Jų kinetinė energija žymėsime atitinkama E_{sl} , E_{suk} , E_{sud} ; $E = E_{sl} + E_{suk} + E_{sud}$.

$E_{sl} = \frac{1}{2} m v^2$; $E_{suk} = \frac{1}{2} I_o \cdot \omega^2$; I_o - inercijos momentas sukėsio ašies atžvilgiu.

$E_{sud} = \frac{1}{2} m_c \cdot v_c^2 + \frac{1}{2} I_c \omega_c^2$ (svorio centre sukauptos masės sl. judesys ir sukėsio atžvilgiu svorio centro); m_c - masė; v_c - svorio centro greitis; I_c - inercijos momentas atžvilgiu ašies, einančios per svorio centrą.

Jeigu maž. mechan. turi n grandžių, iš jų l stovas, i - slenkamųjų, k - besisukančių gr., l - sudėtingai judančių grandžių skaičius, tai viso mechanizmo grandžių kinetinė energija

$$E = \frac{1}{2} \left(\sum_1^l m v^2 + \sum_1^k I_o \omega^2 + \sum_1^l m_c v_c^2 + \sum_1^l I_c \omega_c^2 \right) \quad (72)$$

Žymime svarbiosios grandies, kuri paprastai daro sukėsio judesį, $I_{sv.}$, $\omega_{sv.}$; tada

$$E_{suk.} = \frac{1}{2} I_o sv. \omega_{sv.}^2 + \sum_2^k \frac{1}{2} I_o \omega^2 \text{ ir}$$

$$E = \frac{1}{2} \left(I_o sv. + \sum_2^k I_o \frac{\omega^2}{\omega_{sv.}^2} + \sum_1^i m \frac{v^2}{\omega_{sv.}^2} + \sum_1^l m_c \frac{v_c^2}{\omega_{sv.}^2} + \sum_1^l I_c \frac{\omega_c^2}{\omega_{sv.}^2} \right) \omega_{sv.}^2 \quad (73)$$

toliau žymime:

$$I_{red.} = I_o sv. + \sum_2^k I_o \frac{\omega^2}{\omega_{sv.}^2} + \sum_1^i m \frac{v^2}{\omega_{sv.}^2} + \sum_1^l m_c \frac{v_c^2}{\omega_{sv.}^2} + \sum_1^l I_c \frac{\omega_c^2}{\omega_{sv.}^2} \quad (74)$$

$$E = \frac{1}{2} I_{red.} \omega_{sv.}^2$$

$I_{red.}$ yra periodinė funkcija svarbiosios grandies pasisukimo kampo.

Garso mašinos, ar vidaus degimo variklio

$$E = \frac{1}{2} \left(I + m_3 \frac{v_2^2}{\omega^2} + \frac{m_2 v_c^2}{\omega^2} + I_c \frac{\omega_c^2}{\omega^2} \right) \omega^2; \quad (75)$$

$I_{red.}$

$$E = \frac{1}{2} I_{red.} \omega^2.$$

m_3 - stumoklio, jo koto ir kryžgalvio masė, m_2 - grąžuolo masė, ω - svarbiojo veleno kampinis greitis, ω_c - grąžuolo apie savo svorio centrą kampinis greitis. I besisukančių (svarb. veleno, smagračio)

inercijos momentas.

Mašinos išibėgėjimas.

* F. Variklis (elektros) turi nuolatinį sukimo momentą M_1 , o varomoji mašina M_2 - nepriklausančius nuo n ir be to $M_1 > M_2$.

Išibėgimo momentas $M_i = M_1 - M_2 = I_{red} \cdot \varepsilon = I_{red} \cdot \frac{d\omega}{dt}$;

$$M_i dt = I_{red} d\omega; \quad t = \frac{I_{red} \cdot \omega}{M_i}; \quad T_i = \frac{I_{red} \cdot \omega_n}{M_i}; \quad \omega_n - \text{nusistovėjusio}$$

sudėsio kampinis greitis; T_i - išibėgimo laikas.

Vidutinis galingumas $N_i = \frac{1}{2} M_i \omega_n$; jei ω_n - pastovus, tai N_i priklauso nuo M_i .

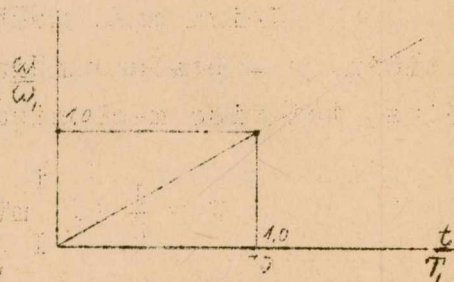
Brėž. 60 rodo greičio kitėjimo pobūdį, kol pasiekiamas nusistovėjęs judesys.

II. Variklio sukimo momentas M_1 priklauso nuo n ; varomosios mašinos sukimo momentas M_2 pastovus, nuo n nepriklauso.

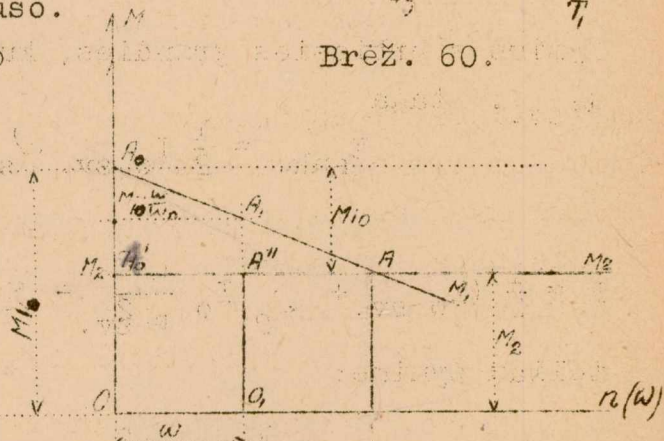
I. Diagrama 60^a rodo, kad variklio momentas, kitėjant n , kinta tiesiosios dėsnio. Taškas A atitinka nusistovėjusiam judesiui, kada kampinis greitis $= \omega_n$. M_{i0} - pradinis išibėgimo momentas. Kada kampinis greitis $\omega = 0$,

$$M_{i0} = \overline{OA_0} - \overline{OA_0}' = M_{10} - M_2$$

kada $\omega = 0$



Brėž. 60.



Brėž. 60^a.

$$M_i = \overline{OA_1} - \overline{OA_1}' = A''A_1 = A_0'A_0 - A_0'A \frac{\omega}{\omega_n}$$

$$M_i = M_{i0} - M_{i0} \cdot \frac{\omega}{\omega_n} = M_{i0} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_n}\right)$$

$$M_i = I_{red} \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad \text{arba}$$

$$M_{i0} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_n}\right) = I_{red} \cdot \frac{d\omega}{dt}; \quad dt = \frac{I_{red} \cdot d\omega}{M_{i0} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_n}\right)} = - \frac{I_{red} \cdot \omega_n d\left(1 - \frac{\omega}{\omega_n}\right)}{M_{i0} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_n}\right)}$$

$$t = - \frac{I_{red} \cdot \omega_n}{M_{i0}} \ln \left(1 - \frac{\omega}{\omega_n}\right) + C$$

Kai $t = 0$, $\omega = 0$ ir $C = 0$.

$$t = - \frac{I_{red} \cdot \omega_n}{M_{i0}} \ln \left(1 - \frac{\omega}{\omega_n}\right) = \frac{I_{red} \cdot \omega_n}{M_{i0}} \ln \frac{1}{1 - \frac{\omega}{\omega_n}}$$

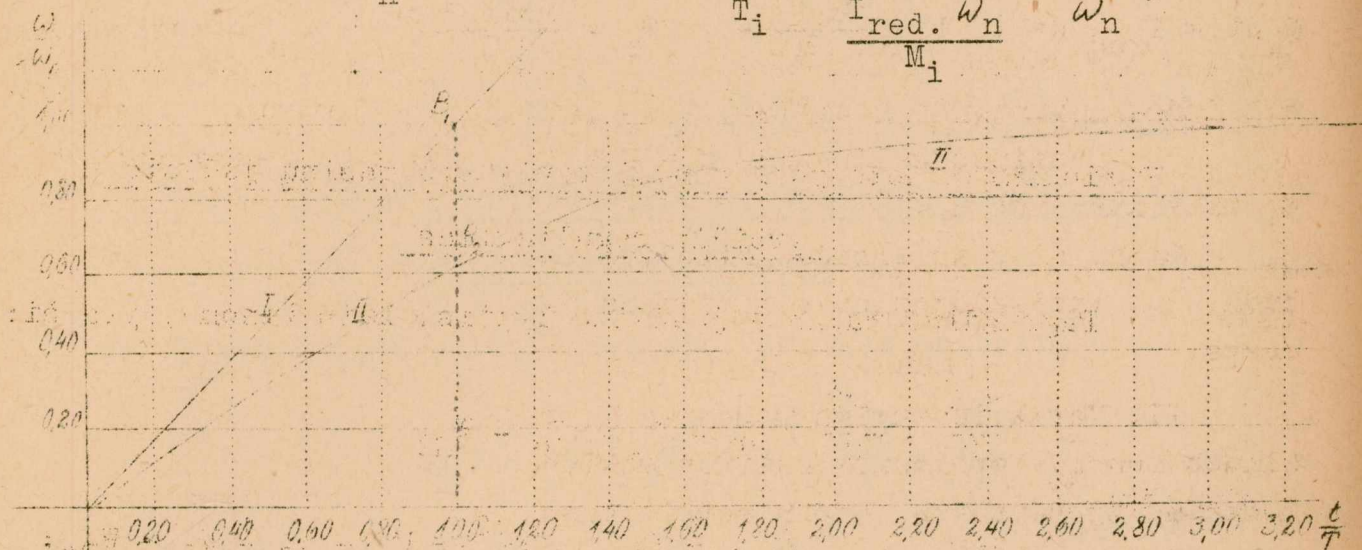
Jei ir čia pavaidinsime $T_{i0} = \frac{I_{red.} \omega_n}{M_{i0}}$, tai tada $t = T_{i0} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\omega}{\omega_n}}$;

kai $\omega = \omega_n$, gauname $t = T_{i0} \cdot \frac{1}{1 - 1} = T_{i0} \cdot \frac{1}{0} = \infty$

Pavaizduosime grafiškai, pertvarkę lygtį į $\frac{\omega}{\omega_n} = 1 - e^{-\frac{t}{T_{oi}}}$

$$\text{t.y. } \frac{t}{T_{i0}} = \ln \left(\frac{1}{1 - \frac{\omega}{\omega_n}} \right)$$

$$\frac{t}{T_i} = \frac{\frac{I_{red.} \omega}{M_i}}{\frac{I_{red.} \omega_n}{M_i}} = \frac{\omega}{\omega_n}$$



Brėž. 61.

abscisių ašyje atidedame $\frac{t}{T_i}$, o ordinatų - $\frac{\omega}{\omega_n}$.

Tuo tarpu, kada I atsitikimas taške B_1 pasiekiamas išsibėgėjimas, nes $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$, antrame atsitikime tuo pačiu laiku taške B_2 turime $\frac{\omega}{\omega_n} = 0,632$; II atsitikime tiksliai, kai $\frac{t}{T_i} = 5$, tai $\frac{\omega}{\omega_n} = 0,993$ artai 1. Tas rodo, kad antrame atsitikime reikia tokiam pat išsibėgėjimui 5 kartus daugiau laiko ir tada gauname prigulmybę:

$$t_i = 5 T_i = 5 \frac{I_{red.} \omega_n}{M_{i0}}$$

Matome, kad norint pagreitinti išsibėgėjimą reikia reikalauti didesnio M_{i0} .

Darbas, suvartotas mašinai išsibėgant, bus

$$dW = d \left(\frac{1}{2} I_{red.} \omega^2 \right)$$

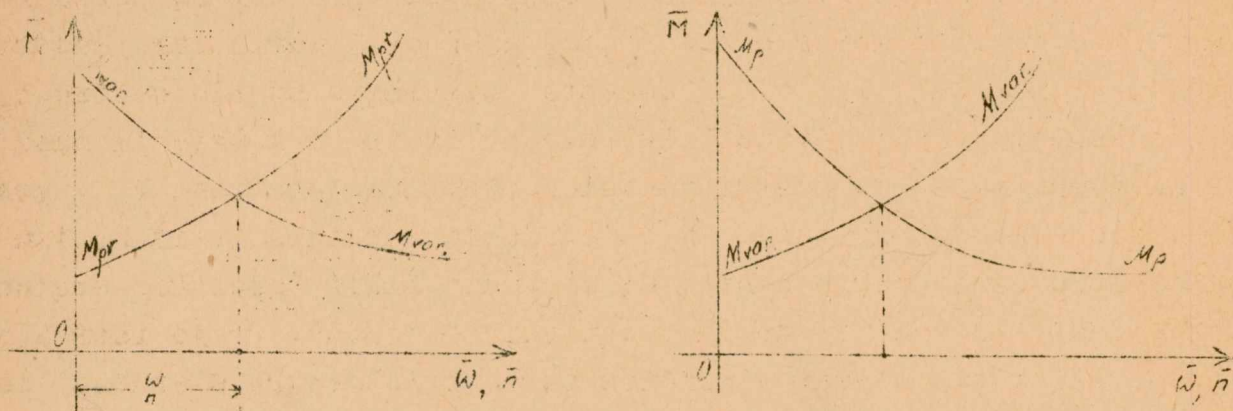
$$\int dW = \int_0^{\omega_n} d \left(\frac{1}{2} I_{red.} \omega^2 \right) = \frac{1}{2} I_{red.} \omega_n^2$$

Abiejuose atsitikimuose išsibėgant suvartojamas toks pat darbo kiekis.

$$\text{Vidutinis galingumas } N_i = \frac{W_i}{t_i}; \quad t_i = 5 \frac{I_{red.} \omega_n}{M_{i0}} \quad (80)$$

$$N_i = \frac{\frac{1}{2} \cdot I_{red.} \omega_n^2 \cdot M_{i0}}{5 \cdot I_{red.} \omega_n} = \frac{1}{2 \cdot 5} M_{i0} \omega_n \quad (80^a)$$

Sulyginant su I atsitikimu vid. galingumas išpuola prie to paties pradinio M_1 penkis kartus mažesnis, už tat laikas 5 kartus ilgesnis.



Periodiniai netolydinio nusistovėjusio mašinų judėsio greičių reguliavimas.

Pagrindinė mašinos judėjimo lygtis, kaip žinome, yra ši:

$$\frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2} = W_p - W_Q + W_G - W_{Rt}$$

arba kitaip

$$\frac{1}{2} I_2 \text{ red. } \omega_2^2 - \frac{1}{2} I_1 \text{ red. } \omega_1^2 = W_p - W_Q + W_G - W_{Rt};$$

antrąją lygties dalį prastiname: sujungiame varančios ir svorio jėgos darbą ir žymime $W_p + W_G = W_{\text{var.}}$; tą patį darome su naudingo ir žalingo priešinimosi jėgų darbu $W_Q + W_{Rt} = W_{\text{pr.}}$. Čion trinties jėgų darbą W_{Rt} mes arba atmetame arba įvertiname, priimdami dėmesin naudingo veiksmo koeficientą, kadangi mums dar nežinomi normaliniai mašinų prisilytėjimo paviršiuose spaudimai.

Mes gauname dabar lygtį

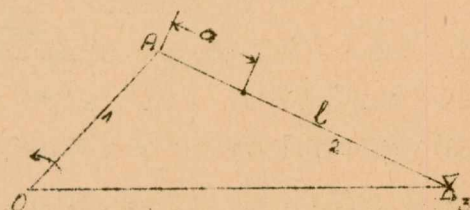
$$W_{\text{var.}} - W_{\text{pr.}} = \frac{1}{2} I_2 \text{ red. } \omega_2^2 - \frac{1}{2} I_1 \text{ red. } \omega_1^2;$$

vėliau mes pamatysime, kad mes grafiniu būdu galime surasti $W_{\text{var.}}$, $W_{\text{pr.}}$, $I_{\text{red.}}$ atskirioms mašinos mechanizmo padėtimis ir taipogi grafiniu būdu mes galėsime parodyti, kaip nuo minėtų dydžių priklauso kampinis greitis ω ; tada paaiškės ir kampinio greičio reguliavimo galimūmai.

Imame pavyzdį. Išeidami iš variklio davinių, surandame $I_{\text{red.}}$. Mes turime prigulmybę mūsų varikliui

$$I_{\text{red.}} = I_o \text{ sv.} + \sum_2^k I_o \frac{\omega^2}{\omega_{\text{sv.}}^2} + \sum_1^i m \frac{v^2}{\omega_{\text{sv.}}^2} + \sum_1^1 m \frac{v_c^2}{\omega_{\text{sv.}}^2} + \sum I_c \frac{\omega_c^2}{\omega_{\text{sv.}}^2} \quad (74).$$

Taikome mūsų pavyzdžiui, kuris tu-



Brėž. 62.

ri: 1) sukamąją grandį (skriejikas, svarbusis velenas ir kitos dalys, kurios su juo drange sukasi, pav., smagratis apie ašį O); jo inercijos momentas atžvilgiu ašies O bus I_O . 2) gražuolą, kuris daro sudėtingą judėjimą; jo masė m_2 , inercijos momentas atžvilgiu svorio centro I_C . 3) slenkamąją grandį (čiaužiklis, stumoklis ir jo kotas); jų masė m_3 , toliau žymėsime ω_1 - svarbiojo veleno kampinis greitis; V_C - gražuolo svorio centro C greitis, ω_C - gražuolo kampinis greitis, jam sukantis apie savo svorio centrą C; V_B - čiaužiklio greitis. Gražuolo svorio centro C padėtis duodama santykiu $\frac{a}{l} = 0,35$; ir jo inercijos momentas, atžvilgiu ašies, einančios per svorio centrą statmenai sukio plokšmei I_C , randamas santykio $\frac{I_C}{l^2} = 0,17$ pagalba (statistikos duomeniai); arba galima surasti ir padėti svorio centro C ir inercijos momentą I_C žinomu mechanikoje būdu.

Gauname lygtį

$$I_{red.} = I_O + m_2 \frac{V_C^2}{\omega_1^2} + 0,17 l^2 m_2 \frac{\omega_C^2}{\omega_1^2} + m_3 \frac{V_B^2}{\omega_1^2};$$

iš greičių plano, turime: $V_A = \overline{Va} \cdot m_v$;

$$V_C = \overline{Vc} \cdot m_v; V_B = \overline{Vb} \cdot m_v; \omega_1 = \frac{V_A}{r} = \frac{\overline{Va} \cdot m_v}{r}; \omega_C = \frac{V_{BA}}{l} = \frac{\overline{ab} \cdot m_v}{l};$$

iš šios lygties matome, kad narys I_O nuo mechanizmo grandžių padėties nepriklauso, tuo tarpu visi kiti nariai priklauso; figuruojantieji greičių santykiai priklauso nuo skriejiko kampo pasisukimo tai juos ir išskirsime, pavadinę jų sumą I_y , būtent

$$I_y = m_2 r^2 \left(\frac{\overline{Vc}}{\overline{Va}} \right)^2 + 0,17 m_2 l^2 \left(\frac{\overline{ab}}{\overline{Va}} \right)^2 + m_3 r^2 \left(\frac{\overline{Vb}}{\overline{Va}} \right)^2 \quad (81)$$

tada $I_{red.} = I_O + I_y$; I_y suradimas 24 mechanizmo padėtyse parodytas lentelėje A ir brėžiniuose 62^a ir 65.

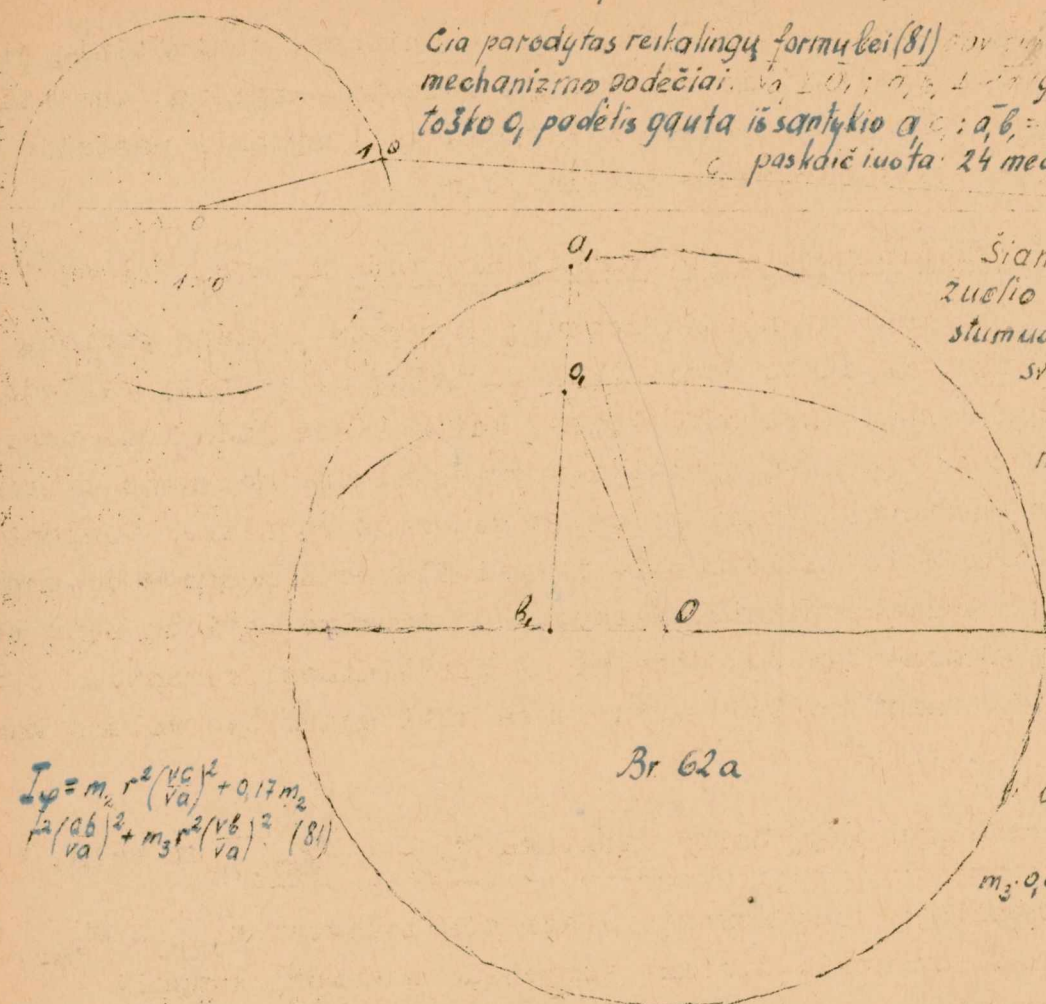
Tangentinių jėgų ir varančių momentų diagrama $M_{var.} - M_{var.}$

Msų pavyzdžio mašinos varančioji jėga ir darbas apibūdinamas jos indikatorine diagrama, parodyta brėž. 63.

Viską taikome svarbiajam velenui, tai ir varančiąją jėgą cilindre nukeliame į skriejiko pirštą, skriejiko apskritimo liečiamosios kryptimi. Jei žalingų priešinimusių neimsime dėmesin, tai tangentinę jėgą T rasime iš santykio $\frac{T}{P} = \frac{\overline{Vb}}{\overline{Va}}$; P - jėga cilindre, $\overline{Vb}$ - stumoklio greičio vektorius, $\overline{Va}$ - skriejiko piršto greičio vektorius. Abū greičiai paimti iš greičių plano. Tangentinių jėgų diagrama vienam periodui parodyta brėž. 63. Panaudotas greičių planas parodytas

nerand ^{51a-} ~~51a-~~ greičių diagrama 62a ir lent. 4.

Cia parodytas reikalingų formulių (8) sąrašas suradimas
mechanizmo padėčiai. $\alpha = 0^\circ$; $\alpha = 90^\circ$ gražuolio padėčiai.
tošio α , padėtis gauta iš santykio $\alpha : \alpha' = a/b$, $\alpha' = 180^\circ - \alpha$. Iš dydžio
 α paskaičiuota 24 mechanizmo padėtimis.



Siame parvzdelyje grq-
zuolio svoris - $G_2 = 43 \text{ kg}$.
stumuklio, jo koto ir kryžiai
svoris $G_3 = 67 \text{ kg}$.

$$m_2 = \frac{43}{9.81} \text{ grauolio} = 4.38$$

$m_3 = 67$ (stumpuoklis, jo
981 kotos ir kruždantis)

$$\tau = 0.25 \text{ mtr}$$

$\rho = 0.526 \text{ mtr.}$

$$m_2 \cdot z^2 = \frac{43}{9,81} \cdot 0,0625 = 0,274$$

$$0,17m_2 \cdot r^2 = 0,274 \cdot 0,17 = 0,037$$

$$m_3 \cdot 0,0625 = \frac{67}{981} \cdot 0,0625 = 0,427$$

Br 62a

Lenteli 4.

	$\frac{vc}{va}$	$\left(\frac{vc}{va}\right)^2$	$m_2 z^2 = \left(\frac{vc}{va}\right)^2$	$\frac{ab}{va}$	$\frac{ab^2}{va}$	$\frac{0.17 m_2}{z^2 \frac{ab}{va}}$	$\frac{vb}{va}$	$\left(\frac{vb}{va}\right)^2$	$\frac{m_3 v^2}{\left(\frac{vb}{va}\right)^2}$	I_f	P	$T = \frac{P \sqrt{b}}{va}$
0	32.50 = 0.69	0.48	0.150	0.50 = 1	1.0	0.0370	0.50 = 0	0.00	0	0.520	16.5	0
1	31.53450 = 0.68	0.46	0.1260	486.50 = 0.07	0.04	0.0548	155.50 = 0.31	0.096	0.0410	0.2013	21	0.5
2										0.2450		
3										0.4976		
4										0.6301		
5										0.7010		
6										0.7010		
7										0.6130		
8										0.4032		
9										0.3602		
10										0.2510		
11										0.1720		
12										0.1520		
13										0.1620		
14										0.2425		
15										0.3605		
16										0.4822		
17										0.6185		
18										0.7010		
19										0.7025		
20										0.6552		
21										0.5042		
22										0.3330		
23										0.1990		
24										0.1520		

brėž. 62^a. Masteliai nurodyti diagr. brėžiniuose. Tangentinių jėgų diagrama galima skaityti ir varančiųjų momentų diagrama; varantis momentas $M_{var.} = T.r$; taigi reikia tik tinkamai išspręsti mastelio klausimą, kas padaryta diagramos brėžinyje 63^a.

Priešinimosi jėgų momentų diagrama $M_T - M_T$ (br.63^a)

Kai turime varančiųjų momentų diagramą į vieną periodą, tai tuo pačiu turime ir darbo dydį už tą periodą; už tą patį periodą priešinimosi jėgų darbas turi būti lygus, kai mašinos judėjimas nusistovėjęs. Skaitome, kad mūsų atsitikimu priešinimosi momentas žiūrimo periodo metu pastovus, taigi jo dydis gaunamas padalinus tangentinės diagramos plotą F iš ilgio $0 - 24$ ir priešinimosi momentų diagrama atrodo, kaip stačiakampainis. Matome, kad žiūrimo periodo metu vietomis varantieji momentai bus didesni už priešinimosi momentus, o vietomis mažesni, taigi periodo metu turės būti svarbiąjo veleno kampinių greičių kitėjimai.

Varančiųjų jėgų darbo diagrama $W_{var.} - W_{var.}$ br.64(a, b, c)

Varančiųjų jėgų momentų diagramos kreivoji $M_{var.} - M_{var.}$ rodo, kaip kinta momentai, kintant skriejiko sukimosi kampui.

Elementarų var.jėgų darbą galime reikšti $dW = M_{var.} \cdot d\varphi$.

Jeigu diagramos ordinatės reikšime $M_{var.}$ o abscisės - $d\varphi$, tai elementarus darbas per diagramos davinius bus išreikštas šitaip: $dW = m_M \cdot m_\varphi \cdot \overline{M_{var.}} \cdot d\varphi$; m_M, m_φ - masteliai momentų M ir kampų φ ; skriejikui pasisukus kampu φ , darbas tuo laiku atliktas bus išreikštas $W_\varphi = m_\varphi \cdot m_M \cdot \int_0^\varphi \overline{M_{var.}} \cdot d\varphi$. Integravimą atliekame grafiniu būdu ir sudarome darbo diagramą. Abscisų ašyje atidedame skriejiko pasisukimo kampus φ , o ordinačių - dydžius W_φ ; ordinačių mastelis bus $m_W = m_\varphi \cdot m_M \cdot H$; H - integravimo polio atstumas mm išreikštas. Darbų diagrama parodyta brėžinyje 64 (a, b, c).

Priešinimosi darbo diagrama $W_{pr.} - W_{pr.}$ brėž.64 (a, b, c)

Jau sakėme, kad priešinimosi momentas yra pastovus dydis, tai priešinimosi darbas augs periodo metu tiesiosios dėsnio; nesunku nustatyti tos tiesiosios pasvirimo kampą atžvilgiu gorizentalės turint galvoje, kad nusistovėjusio judėjimo metu periodo gale varančiųjų jėgų atliktas periodo metu darbas turi būti lygus priešinimosi jėgų darbui tuo pačiu laiku, kitaip sakant periodo gale priešinimosi jėgų darbo diagramoje ordinatė turi būti lygi galinei varančiosios jėgos darbo diagramos ordinatei.

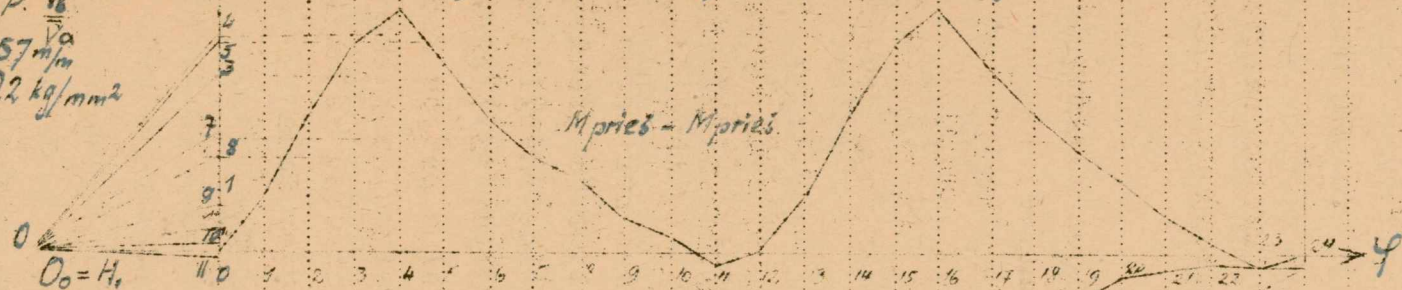
Tą matome diagramos brėž. 64 (a, b, c).

Tangentinių jėgų diagrama ir Mvar diagrama

$$T = P \cdot \frac{\bar{V}_0}{\bar{V}_a}$$

$$2\pi r = 157 \text{ mm}$$

$$1''/\text{mm} = 0,2 \text{ kg/mm}^2$$



Tangentinių jėgų diagr
masteliai:

$$1''/\text{mm} = \frac{1}{157} = m_t$$

$$z = 0,25 \text{ mm}$$

Tang. jėgų mast. $1''/\text{mm} = m_t = 0,2 \text{ kg}$

Mvar masteliai:

$$1''/\text{mm} = m_t \cdot z = m_M$$

$$1''/\text{mm} = \frac{2\pi}{157} = m_\varphi$$

W

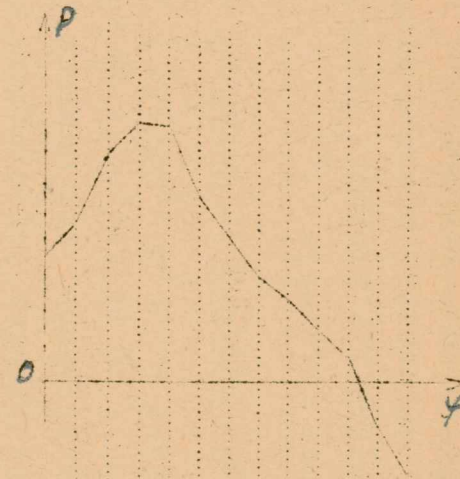
Wvar a1

Wpr b1

Wvar a1

Wpr b1

Br 64a b.c



$$Cl_{2c} = 3 \text{ mm}$$

$$\frac{\Delta W}{\Delta \varphi} = \frac{\bar{M}_{2vid}}{H_1}$$

$$\Delta W = \frac{\bar{M}_{2vid}}{H_1} \Delta \varphi$$

$$W_{var} \text{ Mastelis} - m_W = m_\varphi \cdot m_M \cdot H_1$$

$$m_M \cdot m_\varphi \cdot H_1 \Delta W = \Delta W$$

Kinetinės energijos prieauglių diagrama $\Delta E - \Delta E$. br.66.

Lyginant diagramas $W_{\text{var.}} - W_{\text{var.}}$ ir $W_{\text{pr.}} - W_{\text{pr.}}$ matome, kad tik periodo pradžioje ir jo gale var. ir prieš. jėgų darbas lygus, kitais periodo momentais yra skirtumai, kuriuos iš diagramų ir galime išreikšti atitinkamų ordinačių skirtumu; jį vadinsime ΔE ; sudarome vėl diagramą. Abscisių ašyje atidedame skriejiko pasisukimo kampus φ , o ordinatų ašyje atitinkamus $W_{\text{var.}}$ ir $W_{\text{pr.}}$ skirtumus.

Gautoji kreivoji rodo mums kinetinės energijos kitėjimą periodo metu, kai mašinos judėjimas nusistovėjęs. Analitiniai mūsų buvo jau reiškiami tas pats tokia lygtimi:

$$\frac{1}{2} I_{\varphi} \omega^2 - \frac{1}{2} I_{\varphi} \omega_0^2 = \Delta E = W_{\text{var.}} - W_{\text{pr.}}$$

Prof. Wittenbauero pasiūlyta diagrama vaizdžiai parodo kampo greičio kitėjimą priklausomai nuo reduk. inercijos momento $I_{\text{red.}} = I_0 + I_{\varphi}$ kitėjimo.

Wittenbauero diagrama (Redukuotų inercijos momentų ir kinetinės energijos kreivė).

Tąją diagramą sudarome štai kaip. (brėž. 67.)

Abscisių ašyje atidedame dydžius I_{φ} , paimtus iš diagramos $I_{\varphi} - I_{\varphi}$, atitinkančius įvairiems kampams φ (padalinus, pavyzdžiui, skriejiko apskritimą į 24 dalis).

Ordinačių ašyje atidedame atitinkančius prieauglius kinetinės energijos iš diagramos $\Delta E - \Delta E$. Gausime uždarą kreivą, kurios išvaizda priklausys nuo diagramų $\Delta E - \Delta E$ ir $I_{\varphi} - I_{\varphi}$ išvaizdų, o galų gale priklausys nuo varančios ir varomosios mašinos darbo procesų ir nuo varančios mašinos mechanizmo masių išdėstymo jo grandyse.

Toliau prileisime, kad mes žinome kinetinę energiją E_0 , kai mašina eina per savo pradinę padėtį. Atidėję tą dydį (E_0) tinkamam mastelyje nuo taško O žemyn, gauname tašką O_1 kaip naujos koordinatų sistemos pradžios tašką. Dabar imame ant kreivosios tašką K, sujungiame su tašku O_1 , sudarydami kampą ψ - su abscisių ašimi ir pažymime joordinates KD ir O_1D naujoje ašių sistemoje. Tada

$$\text{tg } \psi = \frac{\overline{DK}}{\overline{O_1D}}; \text{ bet } \overline{DK} = \frac{E}{m_W}; \quad \overline{O_1D} = \frac{I_{\varphi}}{m_I}$$

taigi

$$\text{tg } \psi = \frac{E \cdot m_I}{m_W I_{\varphi}} = \frac{I_{\varphi} \cdot \omega^2 \cdot m_I}{2 \cdot I_{\varphi} \cdot m_W}; \quad \omega = \sqrt{\frac{2m_W}{m_I}} \cdot \sqrt{\text{tg } \psi} \quad (82)$$

Dabar jau nesunku matyti, kad rasti ω_{max} ; ir ω_{min} ; išorinė liečiajoji išvesta iš taško O_1 duos $\text{tg } \psi_{\text{max}}$, o išvidinė - $\text{tg } \psi_{\text{min}}$.

ir tada
$$\omega_{\text{max}} = \sqrt{\frac{2m_W}{m_I}} \cdot \sqrt{\text{tg } \psi_{\text{max}}} \quad (83)$$

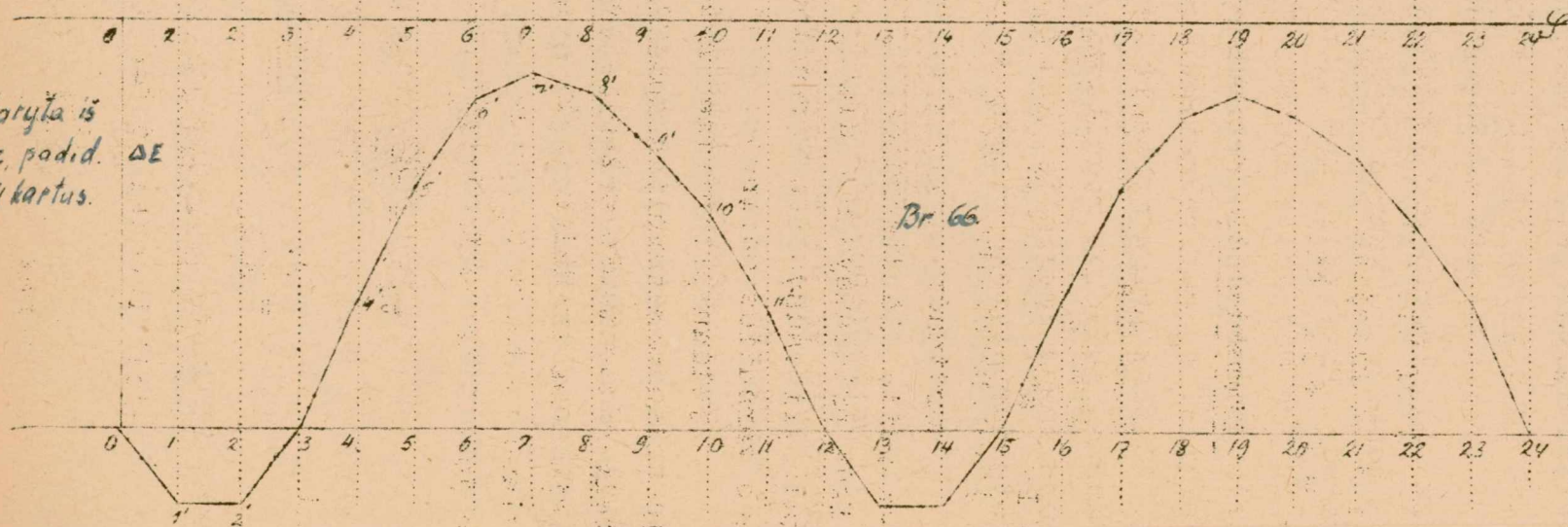
Sudaryta iš lentelės 4 duomenų.

I_{φ}

I_0 Mastelis
 $1^{\circ}/m = 0,01 \frac{m^2}{s^2} = m$

$I_{red} = I_0 + I_{\varphi}$
 I_0 nuo skrydžio, pa-
 sisukimo kampo ne-
 priklauso. I_{φ} -yra
 funkcija posisu-
 kimo kampo.

Br 66



Sudaryta iš
 64c, padid. ΔE
 4 kartus.

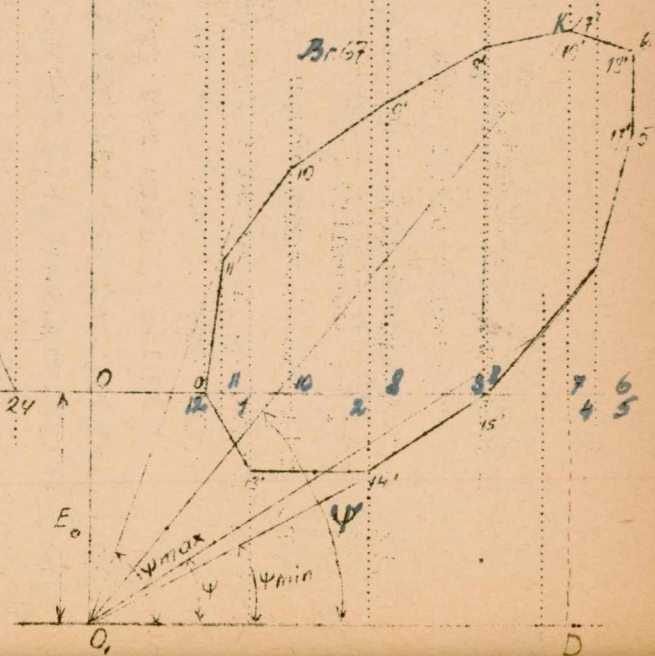
Br 66

Sudaryta iš Br 65 ir 66.

$\bar{O}_0$ braižinyje 67 = $\bar{O}_0$ Br 65

$\bar{O}_2$ " " = 22 " "

$1^{\circ} = 1^{\circ}$



$$\omega_{\min.} = \sqrt{2 \frac{m_W}{m_I}} \sqrt{\operatorname{tg} \psi_{\min.}} \quad (84)$$

$$\begin{aligned} \omega_{\text{vid.}} &= \frac{\omega_{\max.} + \omega_{\min.}}{2} = \frac{\sqrt{2 \frac{m_W}{m_I}} \sqrt{\operatorname{tg} \psi_{\max.}} + \sqrt{2 \frac{m_W}{m_I}} \sqrt{\operatorname{tg} \psi_{\min.}}}{2} = \\ &= \sqrt{2 \frac{m_W}{m_I}} \sqrt{\operatorname{tg} \psi_0} \quad (85) \end{aligned}$$

Toliau jeigu mes pridėsime pastovų dydį I_0 iš kairės ~~ir~~ taško O_1 ir panorėsime palikti tą patį $\omega_{\text{vid.}}$, kuriam atitinka kampas ψ_0 ir spindulys $O_1 F_0$, tai mes gausime, pratęsę spindulį $O_1 F_0$ naują koordinačių ašių pradžią O'' , kaip tai parodyta brėžinyje 67a.

Jeigu mes iš naujos koordinačių sistemos pradžios išvesime liečiamąsias išorinę ir išvidinę, tai pamatysime, kad dabar kampai $\psi_{\max.}$ sumažės, o kampas $\psi_{\min.}$ padidės; atėmus I_0 , gautumėmė atvirkščią vaizdą. Prisiminę, kad I_0 nepriklauso nuo skriejiko pasisukimo kampo ir yra redukuoto momento $I_{\text{red.}}$ pastovi dalis ir kad I_0 reiškia inercijų momentą dalių besisukančių su svarbiuoju velenu mes matome, kad keičiant I_0 galime mažinti ar didinti skirtumą tarp $\omega_{\max}$ ir $\omega_{\min}$. Iš šios prigulmybės ir išsivysto dėsnis periodiškai netolydianiam mašinų judesiui reguliuoti. Ant svarbiojo veleno reikia dėti tinkamos masės smagratis, kad svarbiojo veleno kampiniai greičiai svyrųotų nustatytose ribose.

Smagračio skaičiuotė.

Darbo procesais vaduovaujantis paprastai užsiduodama vidutinis svarbiojo veleno kampinis greitis ir vadinamasai sūkesio nelygumo koeficientas.

$\omega_{\text{vid.}}$ gauname tiksliai iš lygties $\omega_{\text{vid.}} = \frac{1}{T} \int_0^T \omega dt$, kai žinoma periodo metu prigulmybė ω nuo laiko T ; periodo ilgis sec. išreikštas. Kai minima prigulmybė nežinoma, kad dažniausia būna, tai $\omega_{\text{vid.}}$ imamas praktiškai priimtiniu tikslumu iš formulės

$$\omega_{\text{vid.}} = \frac{\omega_{\max.} + \omega_{\min.}}{2}$$

δ - nelygumo koeficientas yra santykis skirtumo tarp $\omega_{\max.}$ ir $\omega_{\min.}$ ir $\omega_{\text{vid.}}$, būtent:

$$\delta = \frac{\omega_{\max.} - \omega_{\min.}}{\omega_{\text{vid.}}}$$

Išeinant iš duotų prigulmybių, galime išvesti dar ir štai kokias:

$$\omega_{\max.} = \left(1 + \frac{\delta}{2}\right) \omega_{\text{vid.}}$$

$$\omega_{\min.} = \left(1 - \frac{\delta}{2}\right) \omega_{\text{vid.}}$$

Turėdami šiuos davinius ir Wittenbauer'o diagramą, toliau skaičiuotę vedame taip: iš anksčiau turėtų prigulmybių išvedame:

$$\operatorname{tg} \psi_{\max.} = \frac{1}{2} \frac{m_I}{m_W} \omega^2_{\max.}; \quad \operatorname{tg} \psi_{\min.} = \frac{1}{2} \frac{m_I}{m_W} \omega^2_{\min.}$$

gavę kampus $\psi_{\max}$ ir $\psi_{\min}$. atžvilgiu abscisų ašies, išvedame išorinę ir išvidinę liečiamąsias diagramos kreivei iki susikirtimo taške O'' ; tada gauname naują koordinatinių sistemos pradžią O'' ir surandame diagramoje smagračio inercijos momento dydį. $\overline{I}_{\text{smag.}}$ parodyta brėžinyje. Priėmę dėmesin mastingumą m_I , gauname ir naturoje smagračio inercijos momentą $I_{\text{sm.}} = \overline{I}_{\text{sm.}} \cdot m_I$. Išvedę iš taško O'' eilę spindulių, sudarančių su abscise kampus ψ_1, ψ_2 ir t.t. rasime kampinius greičius ω_1, ω_2 ir t.t. atitinkančius įvairioms mašin. mechanizmo padėtimis.

Taip lengvai sprendžiamas klausimas, kai $\delta \geq \frac{1}{5}$. Kitais atvejais taškas O'' išeina iš brėžinio ribų; skaičiuotę tada vedama kitaip, būtent:

Surandame kaip ir anksčiau $\operatorname{tg} \psi_{\max}$ ir $\operatorname{tg} \psi_{\min}$. Vedame išorinę ir išvidinę liečiamąsias; pirmoji prisilyti taške H, antroji taške K. (Brėž. 68.)

Prieauglis energijos pereinant mašinai iš padėties, kada $\omega_{\min}$ į padėtį kada $\omega_{\max}$, yra lygus

$$\Delta E_{K-H} = kh \cdot m_W.$$

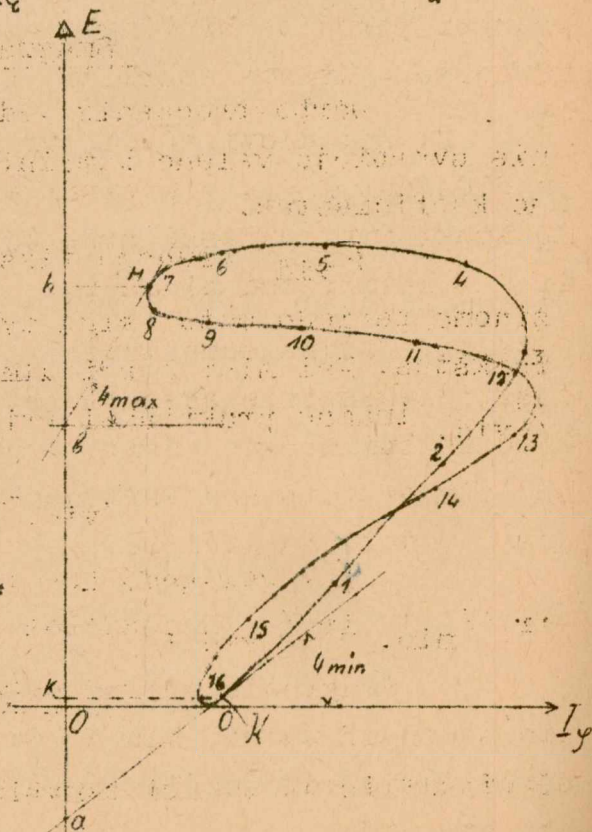
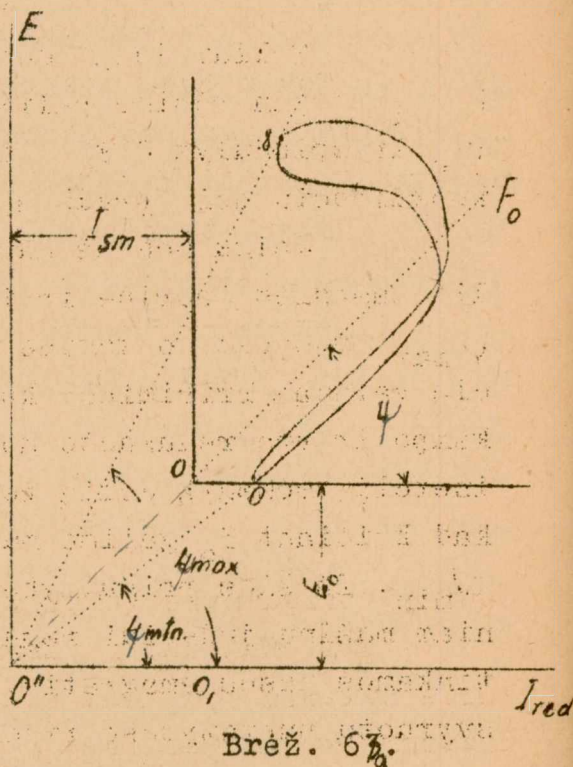
Redukuoti inercijos momentai padėtyse K ir H bus I_{yK} ir I_{yH} . Smagračio inercijos momentą pažymėsime $I_{\text{sm.}}$. Rašome gyvųjų jėgų lygtį

$$\frac{1}{2} (I_{\text{sm.}} + I_{yH}) \omega_{\max.}^2 - \frac{1}{2} (I_{\text{sm.}} + I_{yK}) \omega_{\min.}^2 = \Delta E_{H-K}.$$

Išskiriame $I_{\text{sm.}}$, gausime

$$\frac{1}{2} I_{\text{sm.}} (\omega_{\max.}^2 - \omega_{\min.}^2) =$$

$$= E_H - \frac{1}{2} I_{yH} \omega_{\max.}^2 + \frac{1}{2} I_{yK} \omega_{\min.}^2.$$



Brėž. 68.

Toliau iš brėžinio matome, kad

$$\frac{1}{2} I_{\psi H} \omega_{\max}^2 = \frac{1}{2} I_{\psi H} \cdot \frac{2m_W}{n_I} \operatorname{tg} \psi_{\max} = m_W \bar{h} H \cdot \operatorname{tg} \psi_{\max} = \bar{h} b m_W;$$

toliau pat būdu

$$\frac{1}{2} I_{\psi K} \omega_{\min}^2 = \bar{k} a \cdot m_W.$$

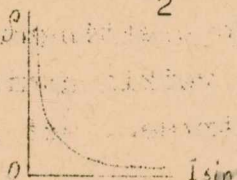
Todėl

$$\frac{1}{2} I_{sm} (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) = (\bar{k} h - \bar{b} h + \bar{k} a) \cdot m_W = \bar{a} b \cdot m_W \quad (86)$$

Tokiu būdu atkarpa $\bar{a} b$ ordinačių ašyje tam tikram mastelyje m_W reiškia smagračio energijos prieauglį, kai mašina iš padėties $\omega_{\min}$ pereina į padėtį $\omega_{\max}$; ir atvirkščiai - rodytų kin. energijos sumažėjimą. Dabar atrandame I_{sm} (smagračio inercijos momentą).

$$I_{sm} = \frac{\bar{a} b \cdot m_W}{\frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2}} = \frac{\bar{a} b \cdot m_W}{\frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min}) \cdot (\omega_{\max} + \omega_{\min})}{2}} =$$

$$= \frac{\bar{a} b \cdot m_W}{\omega_{\text{vid.}}^2 \cdot \delta} \quad (87)$$

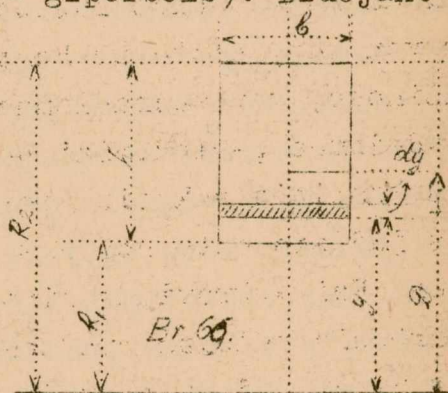


Gautoji prigulmybė leidžia daryti eilę išvadų:

1. Kai duoti varančios ir varomosios mašinų darbo procesai, kurie nulemia dydį $\bar{a} b \cdot m_W$ ir $\omega_{\text{vid.}}$, smagračio inercijos momentas tuo didesnis kuo mažesnis δ ; jei grafiniai reikšti tą prigulmybę, tai gaunasi parodyta brėžiny diagrama (kreivoji - giperbolė). Didėjant I iš karto - krinta smarkiai, paskui lėtai.

2. Kai duoti $\bar{a} b \cdot m_W$ ir δ , I_{sm} mažėja didėjant $\omega_{\text{vid.}}$; greitai einančių mašinų smagračiai mažesni prie tų pačių $\bar{a} b \cdot m_W$ ir δ , kaip lėtai einančių.

3. Galime sumažinti I_{sm} kai kuriais atsitikimais ir sąskaiton $\bar{a} b \cdot m_W$, kai galime keisti mašinos darbo procesus ir mechanizmų struktūrą su jų masių išdėstymu, taip kad Vittenbauero diagramos kreivoji artėja prie spindulio vidutinio greičio.



Smagračio svorio suradimas.

Smagratys yra ratas užpelišytas ant mašinos svarbiojo veleno; jis pasižymi tuomi, kad žymiausia dalis jo masės ir tuo pačiu svorio sukaupta jo ratlankyje (apie 70 %svorio) smagračio. I_{sm} iš anksčiau jau atrastas.

Žymime smagračio svorį G_{kg} ; smagračio ratlankio piūvio svorio centro atstumas nuo sukimosi ašies R ; R_2 - išorinis ratlankio

spindulys R_1 - išvidinis spindulys. Brėž. 65.

Tada ratlankio inercijos momentas būtų:

$$I = \int r^2 dm = \frac{\gamma}{g} 2\pi b \int_{R_1}^{R_2} y^3 dy = \frac{\gamma}{g} b (R_2^4 - R_1^4) \quad (88)$$

priimant apytikriai, kad

$$R^2 = \frac{R_2^2 + R_1^2}{2}, \quad \text{gausime} \quad I = \frac{R^2 \gamma V}{g} \quad (89)$$

V - ratlankio tūris = $\pi \cdot 2R \cdot b \cdot h \cdot \gamma$ - lyginamasai špyžiaus svoris.

Stipinai sveria apie $\frac{1}{3}$ ratlankio svorio; jų inercijos momentas $I = \frac{1}{3} (\sum m \cdot R^2) = \frac{1}{3} (\frac{G}{3g} \cdot R^2) = \frac{1}{9} I_{\infty} \approx 0,1 I$ (inercijos momentas strypo atžvilgiu ašies strypo gale; ašis statmena strypo sukėsio plokšmei).

Priėmus šį domėn, kad ratlankis turėtų duoti tik $\approx 0,9 I_{sm}$ ir todėl jo svoris išpultų $0,9 G$; galop smagratis svertų - ratlankis ir stipinai $0,9 G + \frac{1}{3} G \approx 1,3 G$. (90)

Iš formulės (89) matyti, kad smagračio efektingumui daugiau įtakos turi spindulys R , negu svoris G ; vienok reikia atminti, kad dėl išcentrinių jėgų veikimo daugiau kaip 36 mtr/sec. ant ratlankio apskritimo nereikia leisti.

Mašinų greičio reguliavimas prie įvairių mašinos apkrovimų.

Paprastai varančios mašinos svarbusis velenas turi turėti pastovų kampinį sukėsio greitį; kai mašinos judėjimas nusistovėjęs, tai mašinai tokios rūšies, kaip elektros variklis, turbinos - garinė ar vandens, pastovus kampinio sukėsio greitis pasiekiamas, tokiose gi mašinose, kur mechanizmas yra skriejikas - svaistiklis, čiaukyklis (judėjimas periodiniai netolydinis) pasiekiamas tik pastovus vidutinis kampinio sukėsio greitis periodų laikotarpyje. Nusistovėjęsio mašinos judėsio metu abejais atvejais $N_P = N_Q$, jei neimti dėmesin trinties. Kai apkrovimas kinta - padidėja ar sumažėja, varančios mašinos svarbusis velenas pradeda mažinti arba didinti kampinio sukėsio greitį; vienu žodžiu nustoja reikalaujamo pastovaus kampinio sukėsio greičio. Kad pasiekti vel buvusį sv. veleno pastovų kampinį sukėsio greitį, reikia tuojaus keisti varančios mašinos galingumą, kad ir vėl grįžtų lygybė $N_P = N_Q$. Šitas suderinimas turi vykti automatiškai; prietaisas, kurs varančios jėgos darbą priderina prie priešinimosi jėgos darbo, ir vadinasi reguliatoriumi.

Kur reguliatoriui veikti (t.y., reguliavimo prietaisui pervesti iš vienos padėties į kitą), reikalinga nedidelė jėga, ten reguliatorius tiesioginiai veikia į reguliuojantį prietaisą, gi kur reikalinga, žymi jėga, ten reguliatorius automatiškai įjungia mechaninę jė-

gą, kuri jau perstato reguliuojantį prietaisą. Atatinkamai ir regulatoriai vadinasi tiesioginio ir netiesioginio veikimo regulatoriais.

Regulatoriaus veiksmą iššaukia arba pakitėjęs svarbiojo veiksnių sukimosi greitis, arba pakitėjusi priešinimosi jėga. Antras atsitikimas daug retesnis; mes nagrinėsime tiksliai pirmojo tipo regulatorius, vadinamus išcentriniais regulatoriais.

Išcentrinių regulatorių veikimo dėsniai (br. 70)

Ašis Z-Z sukasi tolydiniu sukėsio greičiu ω ; kartu su ašimi ZZ sukasi ir iš vieno su ja esanti kreivoji mm ir ant jos laisvas rutulys svorio G ir masės m. Rašome rutulio lygsvaros lygtį; į rutulį veikia svorio jėga G ir išcentrinė jėga $C = m \cdot r \omega^2$; lygsvara bus tada, kai atstojamoji jėgų G ir C eis kreivosios normalės kryptimi, kurios sudaromą tuo momentu su ašimi ZZ kampą pažymime α . Gauname lygsvaros prigulmę

$$m \cdot r \omega^2 = G \cdot \operatorname{tg} \alpha = m \cdot g \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Pažymime subnormale NA raide h; tada galime rašyti, kad $r = h \operatorname{tg} \alpha$ ir toliau

$$\omega^2 \cdot h \cdot \operatorname{tg} \alpha = g \operatorname{tg} \alpha \quad (91)$$

ir

$$\omega^2 = \frac{g}{h} \text{ arba } \omega = \sqrt{\frac{g}{h}}; \quad (92)$$

Kadangi $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, tai įstatę gauname

$$n^2 = 30^2 \cdot \frac{g}{\pi^2} \cdot \frac{1}{h} = \left(\frac{30 \cdot 9,81}{\pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{h} =$$

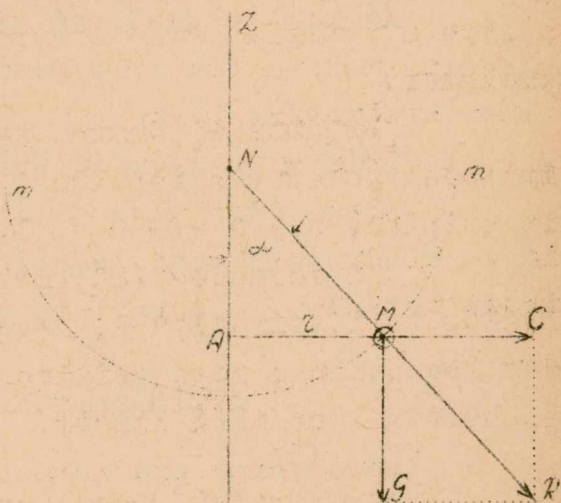
$$\text{arba } n^2 = (29,91)^2 \cdot \frac{1}{h}$$

$$n = \frac{29,91}{\sqrt{h}} \approx \frac{30}{\sqrt{h}} \quad (93)$$

Kai sukimosi greitis didėja, išcentrinė jėga taipogi didėja ir rutulys tolsta nuo ašies ZZ; kadangi lygsvaros sąlyga lieka, kad $\omega = \sqrt{\frac{g}{h}}$, tai matome, kad lygsvarai palaikyti kreivoji turi turėti subnormale, kuri mažėja tostant rutuliui nuo ašies.

Tokiomis aplinkybėmis rutulys ant tos kreivosios galės turėti lygsvaros padėtį.

Šituo rutulio judėsiu galima pasinaudoti perstatomajam regu-



Br. 70

liatoriaus prietaisui priversti veikti. Šito tipo reguliatoriai vadinasi statikiniais.

Dabar vaizduokimės, kad mūsų kreivoji tokia, kad jos subnormalė rutuliui tolstant nuo ašies ZZ didėja. Šiuo atveju mes lygsvaros padėties negausime ir šiuo atsitikimu reguliatoriaus įruošimas negalimas.

Galop imkime, kad mūsų kreivoji yra parabolė; jos subnormalė, kaip žinome, yra pastovus dydis p. Tada lygsvaros sąlyga atrodys taip:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{p}} \quad (94)$$

Kadangi p pastovus dydis, tai ir ω pastovus dydis, t.y., lygsvara įmanoma tik prie vieno sukimosi greičio dydžio. ω bet kiekvienam kreivosios taške.

Prie kito greičio dydžio lygsvaros nebus.

Šituo dėsniu įruošti reguliatoriai vadinasi statikiniais. Čia reikia konstatuoti, kad statikiniai reguliatoriai praktikoje pasirodė netinkami. Nuolatinis greičio svyravimas.

Išcentrinės jėgos kreivoji.

Parodysime grafiniu būdu išcentrinės jėgos kitéjimą.

Ašimi X atidėsime rutulio atstumus, o ašies Z kryptimi atitinkamus išcentrinės jėgos dydžius tam tikrame mastelyje, gausime tam tikrą kreivą

$$z = m \cdot \omega^2 \cdot x \quad (95); \quad z = \overline{KE};$$

a) išvedame taške K liečiamąją, sudarančią kampą φ su ašimi X.

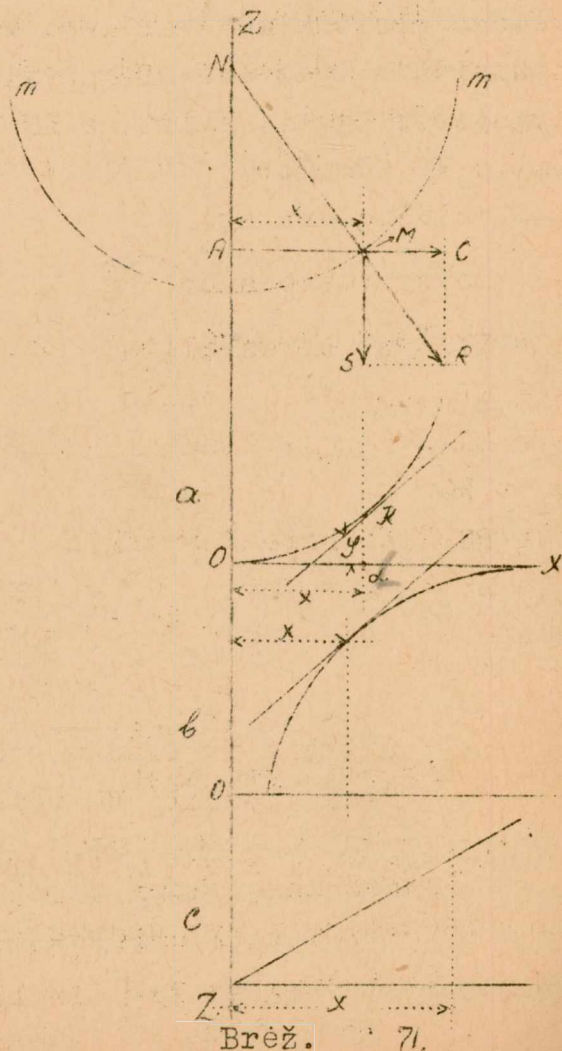
$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{dz}{dx} = m \cdot \omega^2$$

iš čion

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{m}} \cdot \sqrt{\operatorname{tg} \varphi}$$

Kad rutulys M būtų lygsvaroje prie įvairių sukimosi greičių, reikia, kad, ω didėjant, ir $\operatorname{tg} \varphi$ didėtų, t.y., reikia, kad kreivoji savo išgauba būtų nukreipta į ašį X.

Atsitikimas (b), kada kreivosios išgauba priešingai išpuola, rodo, kad lygsvaros negalima pasiekti, nes kampas φ mažėja augant ω .



Atsitikimas (c) rodo astatikinio tipo reguliatorių prigulmybę, kada kampas pastovus dydis.

Baigiant reikia pasakyti, kad taikant reguliatoriams aukščiau darytas išvadas, rutulio trajektorija apibrėžiama ne materiale kreivą, bet, kaip vėliau matysime, tam tikrų svirčių sujungimais ir tokie reguliatoriai vadinami kūginiais.

Kūginis išcentrinis Watt'o reguliatorius.

Iš daugelio išcentrinų reguliatorių mes nagrinsime tik vieną, būtent, jų visų pranokėją Watt'o reguliatorių. Jo schema parodyta brėž. 1.72.

Svarbusis mašinos velenas A suka reguliatoriaus veleną B.

Kai svarbiojo veleno kampinis greitis didėja, reguliatoriaus rutuliai tolsta nuo ašies ZZ ir kelia movą C, kuri per svirtis D, E veikia į dangtį F; šis pridaro vamzdį, kuriuo paduodamas garas į mašiną; tokiu būdu mašinos galingumas mažėja ir drauge su juo svarbiojo veleno apsisukimų skaičius, kol nesusidaro lygsvara. Parašysime lygsvaros lygtį, svirties KM su rutulio M. Žymime:

G - rutulio sv. kg;

$\frac{Q}{2}$ - movos pusės svor. kg

l = KM - svirties ilgis

a = KL " dalis

b = LN žemoji trauka

c_1 = KO

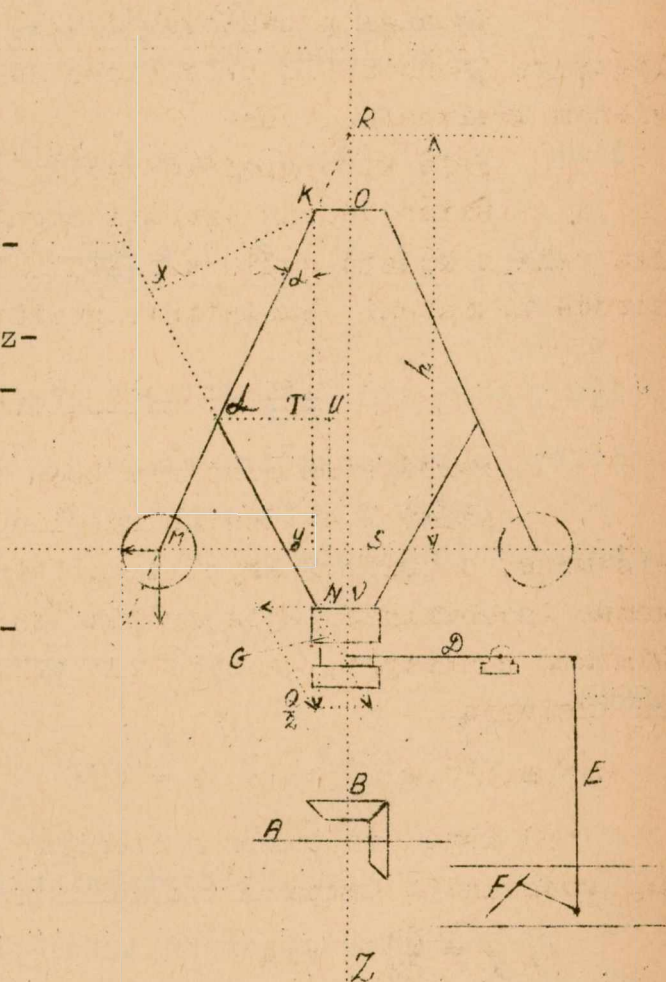
h = RS - subnormalės ilgis

$r = MS$; $\alpha = \angle LKT$; $\beta = \angle LNU$; $C_2 = NV$. Iš brėžinio matome prigulmybę

$$c_1 + a \sin \alpha = c_2 + b \sin \beta.$$

Svirčių ir traukų svorių neimame domėn.

Tada į svirtį KM veikia jėgos: 1) rutulio svoris G , a) išcentrinė jėga $\frac{G}{g} \cdot \omega^2 r = \frac{G}{g} \omega^2 (l \sin \alpha + c_1)$ ir 3) movos C pusė svorio $-\frac{Q}{2}$, kuri išdėstome į dvi dedamąsias, kaip parodyta brėžinyje, į $\frac{Q}{2 \cos \beta}$ ir $Q \cdot \tan \beta$; jėga $Q \cdot \tan \beta$ ir lygi jai kitoje pusėje, bet priešingos



Brėž. 1.72.

krypties, bus lygsvaroje ir į svirtį KM neveiks. Jėgą gi $\frac{Q}{2 \cos \beta}$ veikdama išilgai traukos LN veiks į svirtį KM.

Lygsvarai svirties KM reikalinga, kad veikiančių į ją jėgų suma momentų atžvilgiu kokio nors taško, sakysime, K būtų lygi nuliui.

$$\frac{G}{g} \omega^2 r \cdot \overline{KY} - G \cdot \overline{MY} - \frac{Q}{2 \cos \beta} \cdot \overline{KX} = 0; \quad \overline{KY} = l \cos \alpha; \quad \overline{MY} = l \sin \alpha$$

$$\overline{KX} = a \sin (\alpha + \beta).$$

Istatę, gauname

$$\frac{G}{g} \omega^2 r \cdot l \cos \alpha = G \cdot l \sin \alpha + \frac{Q}{2 \cos \beta} \cdot a \sin (\alpha + \beta)$$

arba

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \frac{Q}{2G} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) \frac{a}{l}}{r} \quad (96)$$

toliau $r = h \operatorname{tg} \alpha$; $h = l \cos \alpha + c_1 \operatorname{ctg} \alpha$; įstatę, gauname:

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1 + \frac{Q}{2R} \cdot \frac{a}{h} (1 + \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha})}{1 \cos \alpha + c_1 \operatorname{ctg} \alpha} = \frac{1 + \frac{Q}{2R} (1 + \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha}) \frac{a}{l}}{1 \cos \alpha + c_1 \operatorname{ctg} \alpha} \quad (97)$$

Jeigu $Q = 0$, tai $\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{h}$ ir $\omega = \sqrt{\frac{g}{h}}$, t.y., gauname tą pačią prigulmybę, kurią anksčiau esame išvedę.

Jeigu $a = b$; $\alpha = \beta$ ir tada $c_1 = c_2$ (rombinis išdėstymas) tai mūsų formulė virsta į

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1 + \frac{Q}{G} \cdot \frac{a}{h}}{1} \quad (98)$$

arba

$$\omega^2 = \frac{g}{h} (1 + \frac{Q}{G} \cdot \frac{a}{h}); \quad \text{ir } \omega = \sqrt{1 + \frac{Q}{G} \cdot \frac{a}{h}} \cdot \sqrt{\frac{g}{h}} \quad (99)$$

Regulatoriaus nejautrumo koeficientas.

Nustatydami visas šitas prigulmybes, mes ėmėme dėmesin tik, kad rutuliai darytų tam tikrą trajektoriją (svirtis ir traukos) ir kad būtų galimybė veikti į reguliuojantį prietaisą (mova), o žalingų priešinimusi svirčių lanksčiuose, movos stebulėje ir kitų mes dėmesin neėmėme; tuo tarpu dėl šių kliūčių mova kiekvieną kampinio greičio pasikeitimą negalės pajudėti; ji pajudės tik tada, kai rutulio išcentrinės jėgos prieauglis (kylant aukštyn) ar išcentrinės jėgos sumažėjimas ir movos svoris (leidžiantis žemyn) nugalės žalingus priešinimusi; todėl movos kilimas aukštyn prasidės prie greičio $\omega' > \omega$, kuris gaunamas iš formulės (99).

Taip pat ir atvirkščiai mova mažėjant sukėsio greičiui, pradės leistis žemyn tik prie $\omega'' < \omega$; taigi regulatorius ribose ω' ir ω'' nejautrus; nejautrumo matuoklis išreiškiamas formule $\varepsilon = \frac{\omega' - \omega''}{\omega}$

- regulatoriaus nejautrumo koeficientas.

Nejautrumo koeficientas ε turi būti mažas, vis tik turi būti didesnis, kaip mašinos ėjos nelygumo koeficientas ρ , kuris figūruoja smagratį skaičiuojant; kitaip regulatorius atsilieptų į greičių svyravimus mašinos ėjos periodo metu; būtų neramus mašinos darbas

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{0,9} - \frac{1}{0,8} \right) \rho \quad (100).$$

Watt'o regulatoriaus nejautrumo įvertinimas.

Žalingi priešinimaisi pasireiškia, kai mova pradeda judėti; jie kliudo movai judėti.

Tegul visų priešinimusių dydis bus R kg. Tada mūsų formulė (97) pavirs į

$$\frac{W'^2}{g} = \frac{1 + \frac{Q + R}{2R} \cdot \frac{a}{l} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha} \right)}{h} \quad (\text{mova kyla aukštyn})$$

$$\frac{W''^2}{g} = \frac{1 + \frac{Q - R}{2R} \cdot \frac{a}{l} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha} \right)}{h} \quad (\text{mova leidžias žemyn})$$

Toliau

$$\varepsilon = \frac{W' - W''}{W}; \quad \frac{W' + W''}{2} = W.$$

$$\varepsilon = \frac{(W' - W'')(W' + W'')}{W(W' + W'')} = \frac{W'^2 - W''^2}{2W^2}$$

Padarius atatinkamus pastatymus, gauname

$$\varepsilon = \frac{\frac{R}{2G} \cdot \frac{a}{l} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta} \right)}{1 + \frac{Q}{2G} \cdot \frac{a}{l} \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha} \right)};$$

arba prie rombiško svirčių išdėstymo

$$\varepsilon = \frac{R}{\frac{1}{a} G + Q}$$

Mašinos apsisukimų skaičiaus svyravimo koeficientas.

Regulatoriaus movos ėja turi būti tokio dydžio, kad mašina galėtų eiti tūščiomis ir maksimaliai apkrauta. Pirmame atvejuje mašinos svarbusis velenas darys $n_{\max.}$ ir turės $\omega_{\max.}$, o antruoju atveju bus $n_{\min.}$ ir $\omega_{\min.}$. Normalus mašinos darbas vyksta prie $n_{\text{aps.}}$ taip, kad $n_{\max.} > n > n_{\min.}$ bendrai mašinos darbas galimas tarp $n_{\max.}$ ir $n_{\min.}$.

Įvedame greičio svyravimo matuoklį

$$\Delta = \frac{n_{\max.} - n_{\min.}}{n} = \frac{\omega_{\max.} - \omega_{\min.}}{\omega} \quad (101) = 0,02 - 0,08 \quad (\text{stumoklio variklis}).$$

kuri vadiname greičio svyravimų koeficientu.

Normalus apsisukimų skaičius priimamas

$$n = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2}$$

Kai priimsime dėmesin žalingus priešinimus, kuriuos mes įvertiname dydžiu R , tai ir greičio svyravimo koeficientas taipogi pakitės; pilnas svyravimų nepastovumo koeficientas bus

$$\Delta_p = \Delta + \varepsilon;$$

įrodome štai kaip: mes turėjome

$$\Delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n}$$

priėmus gi žalingus priešinimus, mes turėsime $n'_{\max} > n_{\max}$ ir $n_{\min} < n'_{\min}$; priėmę, kad $\frac{n'_{\max} - n_{\max}}{n} = \frac{n_{\min} - n'_{\min}}{n} = \frac{1}{2} \varepsilon$ gausime

$$\begin{aligned} \Delta_p &= \frac{n'_{\max} - n'_{\min}}{n} = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n} + \frac{n'_{\max} - n_{\max} + n_{\min} - n'_{\min}}{n} = \\ &= \Delta + \varepsilon. \end{aligned} \quad (102)$$

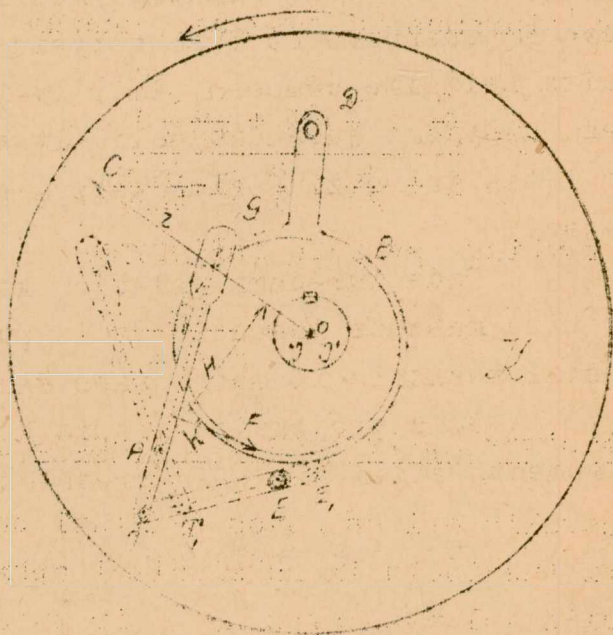
Plokštieji reguliatoriai.

Be kūginių reguliatorių vartojami vadinami plokštieji reguliatoriai, kur jų dalių judėsiai vyksta reguliatoriaus judėsio plokšmėje. Brėžinyje (73) parodytas toks vienas reguliatorius. K - skriemulys užpleišytas ant svarbiojo veleno; drauge su juo sukasi.

D ir A capfos aklai sujungtos su skriemuliu.

Apie capfą A gali švytuoti švytuoklis su sunkiu G , kai kintant apsisukimų skaičiui kinta sunkio G išcentrinė jėga.

Apie capfą D gali švytuoti ekscentrikas B , tam tikroje padėtyje palaikomas traukos ET , jungiančios jį su švytuokliu. Taškas I - ekscentriko centras.



Brėž. 73.

Kai didėjant ekscentrinei jėgai C švytuoklis pasisuks į punktyru brėž. parodytą padėtį ekscentriko centras I pereis į padėtį I' ir ekscentrisitetas iš OI pasikeis į OI' ; šitas atsilieps per tam tikrą sujungimą į garo įleidimą į cilinderį, šiame atsitikime garo įleidimas sumažės, mašinos galingumas taipogi mažės ir apsisukimų skaičius taipogi mažės.

Statikinė lygsvara jėgų, veikiančių į švytuoklį lengvai išreikšima, žiūrint į brėž., tokia lygtimi:

$C.H - F.h = 0$, kur C išcentrinė sunkio G jėga $= \frac{G}{g} \cdot r\omega^2$ ir F - spiruoklės jėga; H ir h tų jėgų pečiai.

$$\frac{G}{g} r\omega^2 \cdot H = F \cdot h; \quad \omega = \sqrt{\frac{F \cdot h}{\frac{G}{g} \cdot rH}} \quad (103)$$

Plokštieji reguliatoriai praktikoje dažnai vartojami stacionarinėse garo mašinose.

Mašinų veikimas į pamatus.

1. Mašinos, turinčios dalis judančias slenkamuoju judėsiu (skriejikas - švaistiklis - čiaužyklis).

Jėgų, neišskiriant ir inercijos jėgų, veikiamas į mašinos dalis persiduoda stovui, o per pastarąjį ir pamatui, su kuriuo stovas surištas.

Į mašinos sistemą veiks jėgos: 1) duotosios: a) varančioji jėga P ir priešinimosi jėga Q (b) dalių svoris G ; 2) Ryšių reakcijos R ; 3. Inercijos jėgos I .

Rašome mašinos judančių dalių lygsvaros lygtis, priimdami dėmesin ir inercijos jėgas. Į judančias dalis veiks visos išvardintos jėgos; tik iš ryšių reakcijų mes imsime dėmesin reakcijas iš pusės stovo į judančius narius, o ryšių reakcijas tarp judančių dalių viens į kitą neimsime dėmesin, kaip lygias vienos kitoms ir priešingos krypties. Rašydami judančių dalių lygsvaros lygtis tam tikram momentui, mes į tas dalis žiūrėsime kaip į sukietėjusias tuo momentu savo lankščiuose.

Tada turėdami galvoje, kad turime reikalą su plokštu judėsiu, galėsime mašinos judančių dalių pusiausvyrą tam tikru momentu išreikšti štai kokiomis iš mechanikos žinomomis lygtimis.

Suma projekcijų į ašis X ir Y turi būti lygios nuliui ir suma momentų atžvilgiu ašių pradžios O turi būti lygi nuliui.

$$\sum X = P_x + Q_x + \sum_{i=1}^3 J_{ix} + R_x = 0 \quad (104)$$

$$\sum Y = P_y + Q_y + \sum_{i=1}^3 J_{iy} + R_y = 0$$

$$M_O = 0$$

Šitos lygtys duoda galimumą surasti stovo reakcijas ir į stovą veikiantį sukimo momentą. Turint šiuos davinius, nebesunku susiorientuoti, kokios jėgos ar momentai veikia į pamatus. Pamatai turės išvystyti jėgas ir sukimo momentą priešingos stovo reakcijoms į judan-

čias mašinos dalis ir atlaikomam sukimo momentui.

P e v y z d y s .

Duota $r = 200 \text{ mm}$; $l = 900 \text{ mm}$
 stumoklio plotas - 708 sm^2 .
 Dujų darbo slėgis $p = 10 \text{ kg/sm}^2$.
 Slėgis į stumoklį 7080 kg .
 Skriejiko svoris $G_1 = 71 \text{ kg}$.
 Gražuolo " $G_2 = 141 \text{ "}$
 Slenk.dalių svr. $G_3 = 248 \text{ "}$
 Tangent. jėga $Q = 2750 \text{ kg}$

$$\gamma = 42^\circ$$

$$n = 250; \omega_1 = \frac{\pi n}{30} = 26,18 \frac{1}{\text{sec.}}$$

$$m = 1 : 10; m_y = 0,001 \cdot 10 = 0,01.$$

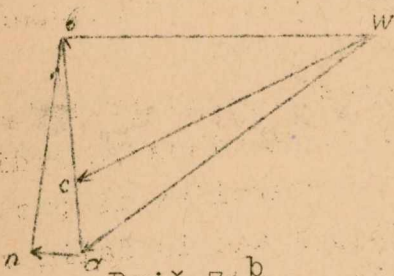
Sudarome greičių ir greitėjimų planus.

Greitėjimų mastelis:

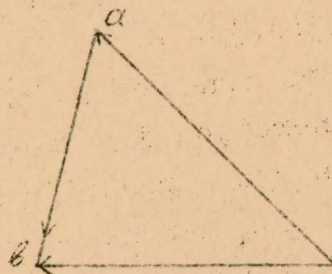
$$m_w = \frac{m_1 \cdot \omega_1^2}{n} = \frac{0,01 \cdot 26,18 \cdot 26,18}{2} = 0,1309 \cdot 26,18 = 3,429 = 3,43 \frac{\text{mtr}}{\text{sec}}$$

Greitėjimų planas.

Greičių planas



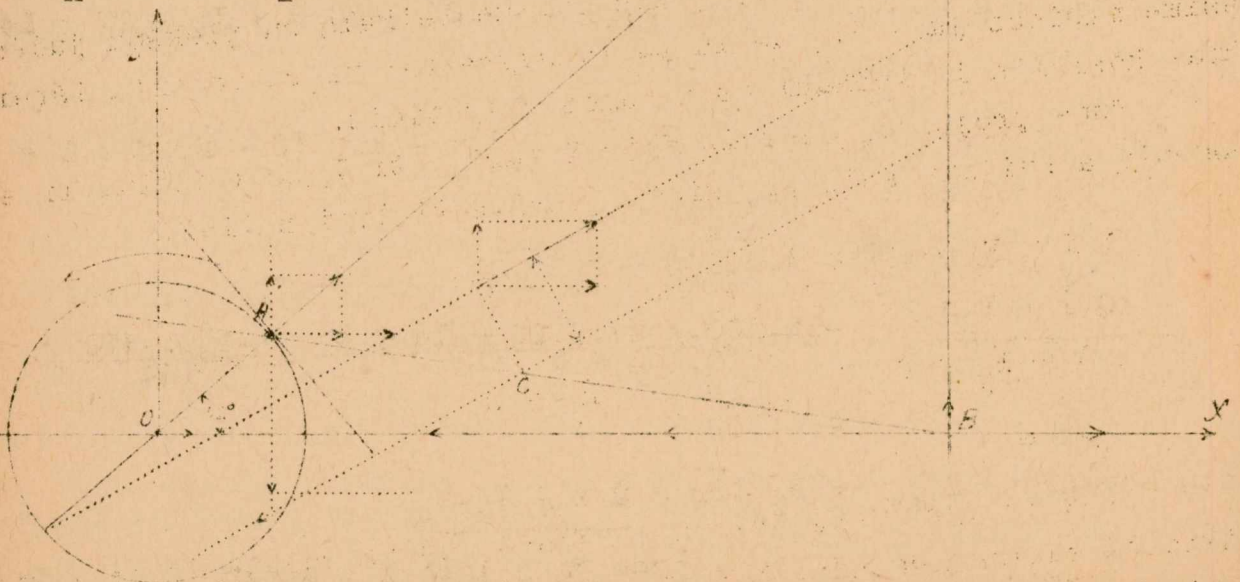
Brėž. 74b.



Brėž. 74a.

Greičių mastelis

$$m_v = \frac{m_1 \cdot \omega_1}{n} = \frac{0,01 \cdot 26,18}{2} = 0,1309 \text{ mtr/sec.}$$



Brėž. 74c.

$$h = \frac{\int_c^2 \xi_2}{w_c} \frac{\int_c^2}{i^2} = 0,17; \quad \int_c^2 = i^2 \cdot 0,17 = 0,9^2 \cdot 0,17$$

$$\xi_2 = \frac{\overline{w}_{tBA} \cdot m_w}{AB \cdot m_L} = \frac{25,7 \cdot 3,43}{0,9} = 98,2; \quad \overline{w}_e - \text{gražuolo centro greitėjimas iš plano} = 34,2 \text{ m/sec.}$$

$$n = \frac{0,9^2 \cdot 0,17 \cdot 98,2}{34,2 \cdot 3,43} = \frac{0,81 \cdot 0,17 \cdot 98,2}{34,2 \cdot 3,43} = 0,115 = 115 \text{ m/m}$$

I variklio judančias dalis veikia jėgos:

$$P = 7080 \text{ kg} = 70,8 \cdot 100$$

$$Q = 2750 \text{ kg}$$

$$J_1 = \frac{7/H \cdot A}{9,81} \cdot 39 \cdot 3,43 = 970 \text{ kg}$$

$$J_2 = \frac{141}{9,81} \cdot 34,2 \cdot 3,43 = 1690 \text{ kg}$$

$$J_3 = \frac{248}{9,81} \cdot 31 \cdot 3,43 = 2700 \text{ kg}$$

$$\text{jėgų mastelis } 1 \text{ m/m} - 100 \text{ kg}$$

R_{ox}, R_{oy}, R_{By} - stovo reakcijų projekcijos į ašis X - Y. Mašinos dalių svoris neimamas dėmesin.

$$\Sigma X = -P_x + Q_x + J_{3x} + J_{2x} + J_{1x} + R_{ox} = 0$$

$$\Sigma Y = P_y - Q_y + J_{3y} + J_{2y} + J_{1y} + R_{oy} + R_{By} = 0$$

$$M_o = P \cdot o - Q \cdot r + J_1 \cdot o + J_2 \cdot h_o + R_{ox} \cdot o + R_{oy} \cdot o + R_{By} \cdot \overline{OB} = 0$$

$$P_x = P = 100 \cdot 70,8$$

$$P_y = 0$$

$$Q_x = 100 \cdot 18$$

$$Q_y = 100 \cdot 20,4$$

$$J_{3x} = 100 \cdot 27$$

$$J_{3y} = 0$$

$$J_{2x} = 100 \cdot 14,6$$

$$J_{2y} = 100 \cdot 8$$

$$J_{1x} = 100 \cdot 7$$

$$J_{1y} = 100 \cdot 7,6$$

$$R_{ox} = -(-P_x + Q_x + J_{3x} + J_{2x} + J_{1x}) = -100(-70,8 + 18 + 27 + 14,6 + 7) = 100 \cdot 4,2$$

$$R_{oy} + R_{By} = -(P_y - Q_y + J_{3y} + J_{2y} + J_{1y}) = -100(0 - 20,4 + 0 + 8 + 7,6) = -100 \cdot -4,8 = 100 \cdot 4,8$$

$$R_{oy} = 100 \cdot 4,8 - 4,6 \cdot 100 = 0,2 \cdot 100$$

$$R_{By} = \frac{-Q \cdot r + J_2 \cdot h_o}{\overline{OB}} = \frac{-10 \cdot 100 \cdot -27,5 \cdot 20 + 16,9 \cdot 4}{10 \cdot 104,0} = \frac{-100 \cdot -482}{104} = 4,6 \cdot 100$$

$$\text{Pamatų momentas } M_{\text{pam.}} = R_{By} \cdot \overline{OB} = Q \cdot r - J_2 \cdot h_o$$

$$M_{\text{pam.}} = Q \cdot r - J_2 \cdot h_o = 2750 \cdot 20 - 1690 \cdot 4 = 48240.$$

Neimdami dėmesin gražuolo inercijos momento, darome klaidą apie 11%.

2. Mašinos neturinčios slenkamojo judėsio dalių (rotorius - statorius).

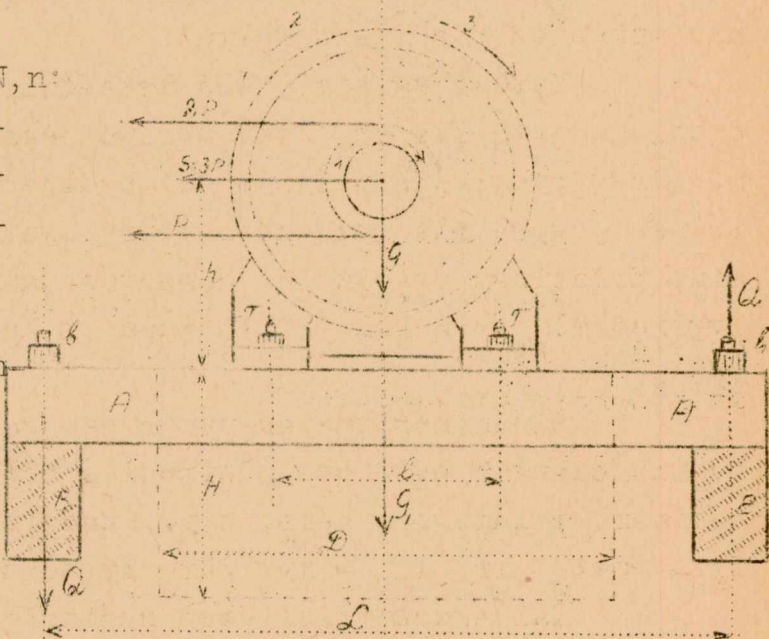
a. Rotorius sukasi dėlei vidujinių jėgų veikimo tarp rotoriaus ir statoriaus (garo ir vandens turbėnos, elektromotorai). Tada į statorių veikia tik to pat dydžio sukimo momentas, kaip ir į rotorių, tik priešingos krypties: dėsniu - reakcija ligi akcijai.

b. Rotorius sukasi, veikiamas išorinio sukimo momento (dinamo mašina, dinamometrai). Tada statorius velkamas rotoriaus, gauna tos pačios krypties ir to pat dydžio sukimo momentą, kaip ir rotorius. Pavyzdžiai.

a) Elektromotoras: duota N, n : rotorius, praleidus per jį tinkamo dydžio elektros srovę, sukasi iešmu (1) nurodyta kryptimi, išvystydamas sukimo momentą $M_d = 71620 \frac{N}{n}$. Tokiu pat momentu statorius sukamas priešinga kryptimi (jiešmelis 2).

b) Dinamo mašina: duota N, n . Rotorius sukamas momentu $N_1 = 71620 \frac{N}{n}$; statorius sukamas tą pat kryptimi (iešm. 3) tokio pat dydžio momentu M_1 . Brėžinyje parodyti pamatas

2-jopu būdu išpildytas: 1) ant sijų A ir B ir 2) ant mūro pamato piūvio $D \times H$; (parodyta punktyru).



Brėž. 71.

Pamatų ir jų varžtų patikrinimas.

1) Elektromotors atsitikimas; diržų pavara, kaip parodyta brėžiny.

a) ant sijų A ir B; jėgos Q rodo veikimą į pamatus; jėga Q įtempia dešini varžtą (b); $Q \cdot L = S \cdot h + M_d = S \cdot h + 71620 \frac{N}{n}$.

b) mūro pamatas: $T \cdot l = S \cdot h + M_d$ (Varžtų įtempimo T suradimas)

Kad neapvirstų pamatas $(G + G_1) \frac{D}{2} \geq S(h + H) + M_d$.

Kad neslystų motoras ant pamato $(G + T \cdot n) \mu \geq S$.

Kad neslystų pamatas ant grūžo $(G + G_1) \mu_1 \geq S$.

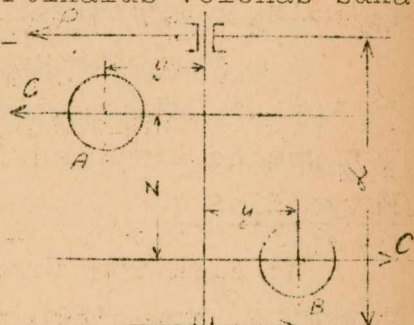
Analoginiai galime tikrinti jei tai būtų ne elektromotoras, bet dinamomašina.

Sukamųjų mašinų atsverimas.

Reikia skirti sukamųjų mašinų pusiausvyra statikinė ir dinaminė.

Statikinės pusiausvyros sąlyga tai, kad sukamos masės, svorio centras būtų ant sukimosi ašies.

Šita sąlyga yra būtina ir jos užtenka, kol besisukanti detalė daro nedidelį apsisukimų skaičių, t.y., kol išcentrinės jėgos nepasiekia žymesnių dydžių. Pavyzdžiui, (brėž.72) vertikalus velenas sukasi turėdamas dvi sukamas mases A ir B ekscentriškai pasodintas ant veleno, bet taip vis tik, kad veleno ir daiktų A ir B svorio centras randasi ant sukimosi ašies. Tada visos sistemos statikinis momentas bus lygus nuliui.



Brėž. 72.

Matome taipogi, kad išcentrinės jėgos duoda momentą $C.z$ (C – išcentrinė jėga) arba $m \cdot \omega^2 y.z$; kol jis nežymus dėl nedidelės išcentrinės jėgos prie mažų apsisukimų skaičių, tai galima jo neimti dėmesin; priešingu atveju tas momentas jau žymiai veiks į pakaklius sulig lygties $m\omega^2 yz = P.L$ (105); tada ir kyla klausimas dinaminės pusiausvyros.

Dinaminės pusiausvyros sąlyga tai, kad 1) sukamos sistemos svorio centras būtų ant sukimosi ašies ir 2) kad sukimosi ašis būtų vadinamoji laisvoji ašis, t.y., kad išcentriniai inercijos momentai $I_{xz} = mx.z$ ir $I_{yz} = my.z$ būtų lygūs nuliui (sukimosi ašis Z).

Kai ekscentrisitetas nedidelis, tai jis pašalinamas arba gręžiant tinkamą skylę sunkioje detalės dalyje ar gręžiant skylę ir užpildant švinu jos lengvojoje dalyje.

Kai dėl detalės konstrukcijos savybių svorio centras randasi toli nuo sukimosi ašies, tada statikinė ir dinaminė pusiausvyra siekiama kontrsvorių taikiniu.

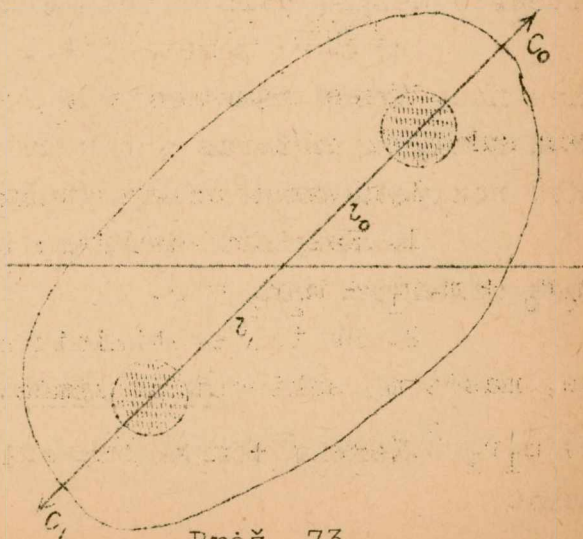
Išnagrinėsime šiuos tipingus atsitikimus:

1. Sukamoji masė m_0 randasi spindulio r_0 atstume nuo sukimosi ašių (brėž.73). Jos išcentrinei jėgai $C_0 = m_0 \cdot \omega^2 r_0$ atsverti ir kad visos sistemos svorio centras būtų ant sukimosi ašies, talpiname plokšmėje, einančioje per sukimosi ašį ir masės m_0 svorio centrą kitą masę m_1 ; jos svorio centras randasi minėtoje plokšmėje ir be to guli spindulio r_0 taškoje atstume nuo sukimosi ašies r_1 ; kad būtų pasiekta dinaminė lygsvara, turi būti patenkintos štai kokios lygtys:

$$m_0 \omega^2 r_0 + m_1 \omega^2 r_1 = 0 ; \text{ arba}$$

$$m_0 r_0 + m_1 r_1 = 0 , \text{ t.y. ;}$$

$$m_1 = - m_0 \cdot \frac{r_0}{r_1} ;$$



Brėž. 73.

matome, kad masė m_1 turi būti patalpinta iš kitos pusės ašies. Visos sistemos svorio centras atsiduria tada ant sukimosi ašies, nes $m_0 \cdot g \cdot r_0 = m_1 \cdot g \cdot r_1$, t.y., $G_0 \cdot r_0 = G_1 \cdot r_1$. Taigi pasiekama ir statikinė lygsvara.

2. Keleta masių m_0, m_0, m_0 ir t.t. gulinčių vienoje plokšmėje statmenoje sukimosi ašiai reikia atsverti masė m_1 , gulinčia toje pat plokšmėje (brėž.74).

Kad būtų pusiausvyra, geometrinė suma išcentrinių jėgų turi būti lygi nuliui.

$$m_0' r_0' \omega^2 + m_0'' r_0'' \omega^2 + m_0''' r_0''' \omega^2 +$$

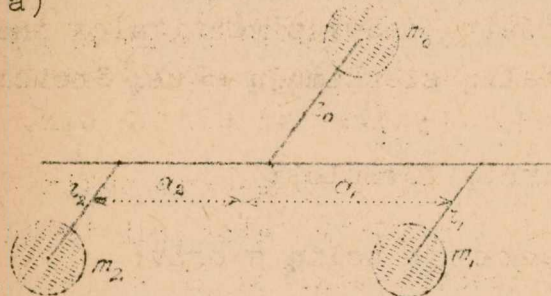
$$+ m_1 r_1 \omega^2 = 0 \text{ arba}$$

$$m_0' r_0' + m_0'' r_0'' + m_0''' r_0''' + m_1 r_1 = 0$$

arba grafiniu būdu, kaip vektorius, sudedant, gauname brėž.75 pasirinkę m_1 ar r_1 surandame r_1 ar m_1 .

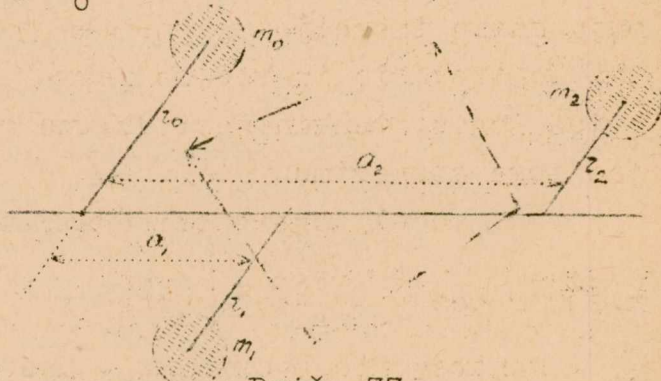
3. Masę m_0 reikia atsverti masėmis m_1 ir m_2 gulinčiomis kitose kaip m_0 sukimosi plokšmėse a) iš abiejų m_0 sukimosi plokšmės pusių, arba b) iš vienos pusės. Toks reikalas būna, kai negalima kontrsvorį patalpinti toje pat sukimosi plokšmėje, kaip m_0 . (Brėž. 76 ir 77).

a)



Brėž. 76.

b)



Brėž. 77.

Visos trys masės m_0, m_1 ir m_2 randasi plokšmėje, einančioje per sukimosi ašį.

Lygsvaros sąlygos bus:

1. Kaip ir anksčiau: $m_0 r_0 \omega^2 + m_1 r_1 \omega^2 + m_2 r_2 \omega^2 = 0$ arba $m_0 r_0 + m_1 r_1 + m_2 r_2 = 0$.

2. Be to, statikinių momentų suma atžvilgiu plokšmės, sakysime, masės m_2 sukimosi plokšmės, turi būti taipogi lygi nuliui, t.y.:

a) $m_1 r_1 \omega^2 \cdot (a_1 + a_2) + m_0 r_0 \omega^2 a_2 = 0$, arba $m_1 r_1 (a_1 + a_2) + m_0 r_0 a_2 = 0$

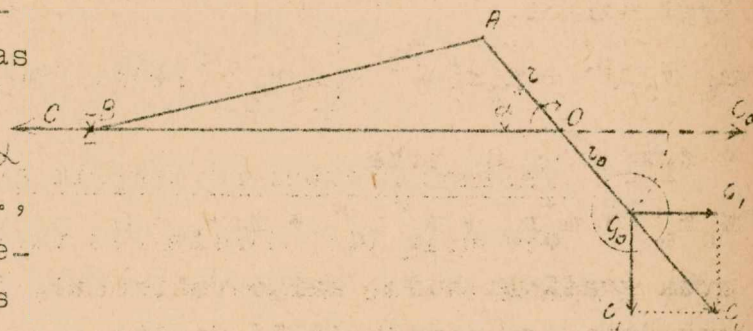
$$b) m_1 r_1 \omega^2 (a_2 - a_1) + m_0 r_0 \omega^2 \cdot a_2 = 0 \quad \text{arba} \quad m_1 r_1 (a_2 - a_1) + m_0 r_0 a_2 = 0.$$

Pasirinkę a_1 ir a_2 , gauname $m_1 r_1$; analoginiai galėtume rasti ir dydį $m_2 r_2$; o paskui pasirinkdami r_1 ar r_2 rastume ir masės m_1 ir m_2 arba atvirkščiai.

Slenkamai judančių masių atsverimas.

Skriejiko mechanizmo slenkamai judančių dalių inercijos jėga dažniausiai atsveriama sukamųjų masių pagalba (brėž. 78).

Slenkamųjų masių inercijos jėga $C = m \cdot j$; jei gražuolas be galo ilgas, tai slenkamųjų masių greitėjimas $j = \omega^2 r \cos \alpha$ ir tada $C = m \cdot \omega^2 r \cos \alpha$; t.y., lygu masės m patalpintos skriejiko capfoje išcentrinės jėgos gulstinei dedamajai; skriejiko tasoje patalpinę kontrsvorį G_0



Brėž. 78.

atstume r_0 , kaip parodyta brėžinyje, mes galėsime, kaip iš brėžinio, gulstinėje padėtyje arba arti gulstinės padėties visai arba dalinai atsverti slenkamųjų dalių inercijos jėga; kuo arčiau prie vertikalės padėties skriejiko, kontrsvorio gulstinė dedamoji darosi vis mažesnė ir vertikalėje padėtyje lygi nuliui, tuo tarpu vertikalė dedamoji auga ir vertikalėje padėtyje lygi visai kontrsvorio inercijos jėgai. Matome, kad atsverę horizontalėje padėtyje ir sumažinę arti jos slenkamųjų masių inercijos jėgą, mes gauname vertikalėje kryptyje neatsvertas kontrsvorio inercijos jėgas. Kad neišeitų didelės vertikalės inercijos jėgos, tenkinamasi daliniu horizontalių slenkamųjų masių inercijos jėgų atsverimu.

Todėl kontrsvorį skaičiuojama sulig formulės:

$$k \cdot \frac{G}{g} \omega^2 r \cos \alpha = \frac{G_0}{g} \omega^2 \cdot r_0 \cos \alpha; \quad G - \text{slenkamųjų dalių svoris};$$

G_0 - kontrsvorio svoris; k - koeficientas lygus

$$k = \frac{1}{3} - \frac{1}{2} - \frac{2}{3}.$$

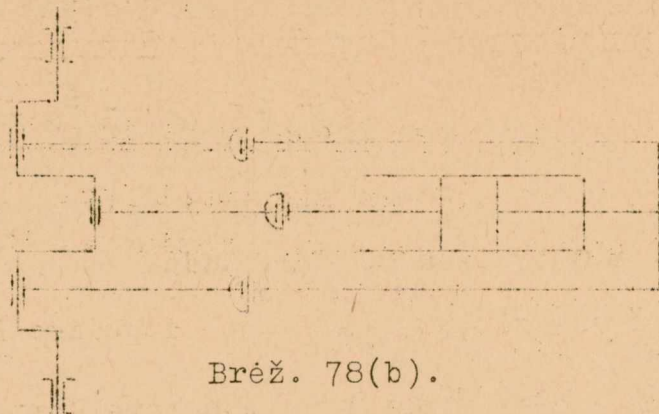
Pilnesni net visai pilną atsverimą galima pasiekti mašinos skriejiko mechanizmo sudvailinimu, kaip parodyta brėžinyje.



Brėž. 78(a).

Trūkumas šios konstrukcijos tai jos griozdiškumas ir sunkumai tiksliai visą sudaryti.

Patogesne šio atžvilgiu konstrukcija, kur du stumokliai vienam cilinderyje vaikščioja priešingomis kryptimis.



Brėž. 78(b).

Mašinos mechanizmo tamprių grandžių virpėjimai.

Grandžių virpėjimais mes vadinsime periodinius jų svyravimus apie rimties ar pusiausvyros padėtį; iš šios padėties grandį išveda išorinė jaudinanti jėga; ji gali būti periodiniai veikianti ir tada virpėjimai bus priverstiniai, arba tos jaudinančios jėgos gali būti tik vienkartinis momentinis veikimas ir tada virpėjimai vadinsis laisvais.

Kad virpėjimas įvyktų, neužtenka jaudinančios jėgos, turi būti dar atstatanti jėga, kuri ir pasireiškia, kaip medžiagos tamprumo jėga; (į šį jėgų žaidimą dar įeina inercijos jėga ir medžiagos dalelių vidutinė trintis ir aplinkos priešinimas).

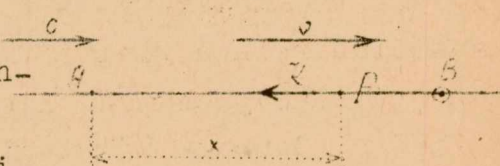
Jei virpėjimas laisvas, tai medžiagos vidutinė trintis ir aplinkos priešinimasis ilgainiui virpėjimą nuramina; per kiek laiko tas įvyksta, priklauso nuo medžiagos ir aplinkos savybių.

Laisvi tamprių grandžių virpėjimai, kol medžiagos įtempimai neišeina iš proporcingumo ribų, kaip mus mechanika mokina, vyksta sinuso dėsnio ir vadinasi garmoniškais virpėjimais.

Trumpai prisiminsime jų pagrindus.

Tiesialinijinis materialio taško virpėjimas.

A - taško pusiausvyros (rimties) padėtis. c - greitis, kuriuo taškas iš rimties padėties momentinės jaudinančios jėgos išjudintas. K - atstatanti jėga; jos dydis proporcingas atstumui x nuo pusiausvyros padėties; ji veikia judėjimo kryptimi tik priešingon pusėn; todėl judėjimas tiesialinijinis. Taške P materialio taško greitis V, greitėjimas p; tada priklausomybė tarp jėgos K, greitėjimo p, atstumo x galima išreikšti lygtimi $p = -\frac{K}{m} = -k^2x$ (106). k^2 reiškia greitėjimo dydį atstume vieneto kūno pusiausvyros padėties.



Brėž. 79.

Toliau galime reikšti $\frac{dv}{dt} = p = -k^2x$ dauginame iš $Vdt = dx$ gauname

$v dv = -k^2 x dx$ integruojant $v^2 = -\frac{1}{k^2} x^2 + C$
 prie $x = 0$ $v = c$; todėl

$$dt = \frac{dx}{\sqrt{c^2 - \frac{1}{k^2} x^2}} = \frac{1}{k} \frac{dx}{\sqrt{\frac{c^2}{k^2} - x^2}} = \frac{\frac{1}{k} d(\frac{k}{c} x)}{\sqrt{1 - \frac{k^2}{c^2} x^2}}; \text{ integr.}$$

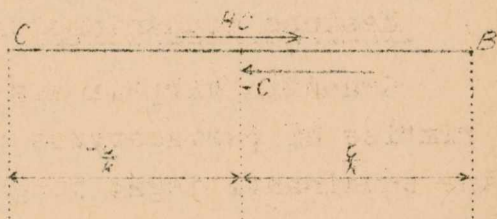
$$t = \frac{1}{K} \arcsin \frac{Kx}{c} + C_1;$$

Kai $x = 0$, tai $t = 0$ ir tada $C_1 = 0$; todėl

$$x = \frac{c}{k} \sin kt \quad (107) \quad - \text{ judėjimo lygtis.}$$

Toliau $v = \frac{dx}{dt} = c \cos kt$; sudarome lentelę:

t	$= 0$	$\frac{\pi}{2k}$	$\frac{\pi}{k}$	$\frac{3\pi}{2k}$	$\frac{2\pi}{k}$
x	$= 0$	$\frac{c}{k}$	0	$-\frac{c}{k}$	0
v	$= c$	0	$-c$	0	c
	A	B	A	C	A



Brėž. 79a.

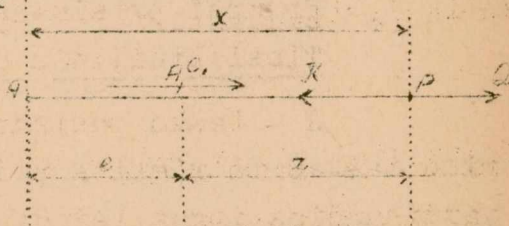
Pilnas vieno virpėsio laikas $T = \frac{2\pi}{k}$
 (109); virpėsių skaičius į sek. - vir-

pėslių dažnumas $p = \frac{1}{T} = \frac{k}{2\pi}$ (110). Virpėjimo amplitudė $2 \cdot \frac{c}{k} = 2a$. Įdo-
 mu konstatuoti, kad vieno virpesio laikas priklauso nuo greitėjimo
 dydžio 1-to atstume nuo rimties padėties, o virpesio amplitudė priklau-
 so nuo c ir k .

Atsitikimas, kada be kintamos jėgos K veikia dar pastovi jėga Q .
 (dažniausia svorio jėga).

Dabar pusiausvyros padėtis bus taške A_1 , kur $mk^2e - Q = 0$. Taš-
 ke P dabar veiks jėga $mk^2x = mk^2(e + z)$ ir
 priešingos krypties jėga Q ; t.y.,

$mk^2(e + z) - Q = mk^2(e + z) - mk^2e = mk^2z$
 ir greitėjimas $p = -k^2z$, kur k^2 , kaip ir
 aukščiau reikia greitėjimą 1-to atstume
 nuo pusiausvyros padėties.



Brėž. 80.

Gauname vėl tokias pat lygtis, tik vietoje x bus z ir pana-
 šias, kaip aukščiau, prigulmybės.

$$t_1 = \frac{2\pi}{k}; \quad a_1 = \frac{c_1}{k}; \quad c_1 = ka_1$$

Jeigu Q yra svorio jėga, tai $mg = Q = mk^2e$; ir

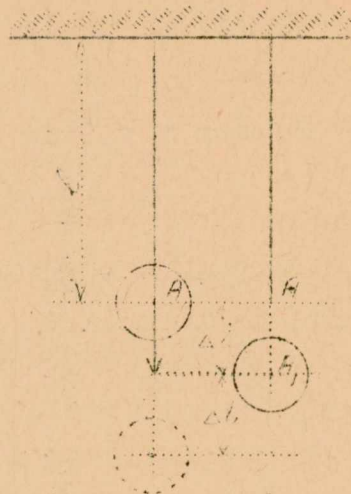
$$e = \frac{g}{k^2}; \quad k^2 = \frac{g}{e}; \quad T = 2\pi \sqrt{\frac{e}{g}} \quad (111); \quad a_1 = c_1 \sqrt{\frac{e}{g}} \quad c_1 = a \sqrt{\frac{g}{e}}$$

t.y., virpėsio laikas T_1 lygus virpėjimo laikui matematinės švytuoklės
 ilgio a .

Šias išvadas pritaikysime kai kuriems praktikos atsitikimams.

Elastingo pakabinimo virpėjimas (išilginis virpėjimas). Turime strypą ilgio l , kuriam prikabinamas sunkis $Q = mg$; strypas pailgėja dydžiu Δl ir tada susidaro pusiausvyros padėtis, reiškiamą prigulmėje $\Delta l = \frac{1}{E \cdot F} mg$; čion E strypo medžiagos tamprumo modelis, o F strypo piūvio plotas.

Tuo tarpu iš medžiagų mokslo mes žinome, kad strypo įrašos dydis K rišasi su strypo pailgėjimu formule $K = \frac{EF}{l} \cdot x$, kur x - pailgėjimas. Šiame atvejuje turime proporcingai atstumui nuo lygsvaros padėties kintančią jėgą K ir pastovi jėga prikabinto sunkio svorį Q . Pusiausvyros taške A_1 turime, kad $K = Q$ ir $x = \Delta l$; tegul dabar dūžis išveda sunkį iš lygsvaros padėties tokiu būdu, kad jis iš taško A padėtis su greičiu c slenka žemyn.



Brėž. 81.

Strypas neturi pailgėti virš proporcingumo ribų ir be to sunkiui grįžtant atgal strypas neturi išsilenkti. Tas reikalavimas bus patenkintas, jei svyravimo amplitudė bus mažesnė ar lygi Δl , t.y., $a \leq \Delta l$.

Šiuo atsitikimu priėmę, kad $e = \Delta l$, galime parašyti svyravimo būdingus davinius, būtent:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\Delta l}{g}}; \quad (112) \quad a = c \sqrt{\frac{\Delta l}{g}} \quad c = a \sqrt{\frac{g}{\Delta l}}$$

Surastą svyravimo laiką galime panaudoti tamprumo moduliui surasti sulig lygties

$$E = \frac{4\pi^2 \cdot mg \cdot l}{t^2 \cdot g \cdot F}$$

Skersiniai virpėjimai.

Kai mašinos ar pastato dalis, įgauna lenkimo įtempimus, kurie neišeina iš plastingumo ribų, tai tos dalies įlinkis f proporcingas lenkiančiai jėgai P , kaip matyti iš formulės duodančios įlinkio dydį $f = c \cdot \frac{P \cdot l^3}{E \cdot I} = e$; čion E lenkiamos dalies tamprumo modulis, I jos inercijos momentas, l - ilgis, c - koeficientas, priklausantis nuo atramų ir būdo apkrovimo: kai dalis (sija vienu galu įtvirtinta, o kitas galas įkrautas jėga P , tai $c = \frac{1}{3}$; kai sija atremta abejais galais ir įkrauta per vidurį jėga P - tai $c = \frac{1}{48}$, o jei tolygiai visu ilgiu apkrauta, tai $c = \frac{5}{384}$.

Jei dabar tokia apkrauta lygsvaroje esanti sija įkrovimo vietoje gauna dūžį žemyn, su greičiu c , taip kad įtempimai palieka vis tik proporcingumo ribose, tai prasideda sijos virpėjimas: veikia pastovi įkrovimo jėga P ir kintanti sijos medžiagos tamprumo jėga, proporcinga atstumui nuo lygsvaros padėties. (ar istačius $c = \frac{2Pl^2}{ET}$ gauname $T = 2\pi \sqrt{\frac{cPl^2}{E \cdot I \cdot g}}$ (113a))

Virpesio laikas $T = 2\pi \sqrt{\frac{e}{g}}$ (113.); matome, kad virpesio laikas priklausys nuo sijos geometrinių formų (l, I) ir nuo jos medžiagos (E) ir nuo įkrovimo masės ($\frac{P}{g}$) ir nuo įkrovimo būdo (c). Taigi kiekviena sija prie to paties apkrovimo dydžio ir būdo turės savo virpėjimo laiką. Jeigu dabar jaudinanti jėga (dūžis) kartosis per laiką t , atitinkantį sijos virpesio laiką, tai įlinkiai vis didės ir gali pasiekti pavojingo, galop katastrofiško dydžio. Kiekviena sija ar lenkiamą mašinos dalis turi savo pavojingą jaudinančios jėgos periodinį veikimą (rezonansą).

Velenų sukamieji svyravimai.

Veikiantis į veleną sukimo momentas M_d ir ta veleno susisukimo kampas φ surišti prigulmybe: $M_d = J \cdot \frac{G \cdot I_p}{l} \varphi$; kur G - šlitimo modulis, I_p - veleno poliarinis momentas, l - ilgis. Veleno kampinis sukėsio greitis svyruoja; veleno gale ilgyje l nuo veleno įtvirtinimo vietos pasodinta masė (sakysime stambus skriemulys), kurios poliarinis inercijos momentas atžvilgiu sukimosi ašies yra lygus Θ ; tos masės inercijos jėga, esant kampiniam greitėjimui ε , ir iššaukia minėtą sukimo momentą M_d , surištą prigulmybe $\Theta \cdot \varepsilon = M_d$; iš čion susukimo kampas

$$\varphi = \frac{M_d}{G \cdot I_p} = \frac{\Theta \cdot \varepsilon \cdot l}{G \cdot I_p}; \text{ dabar pilnas}$$

svyravimo laikas išpuola

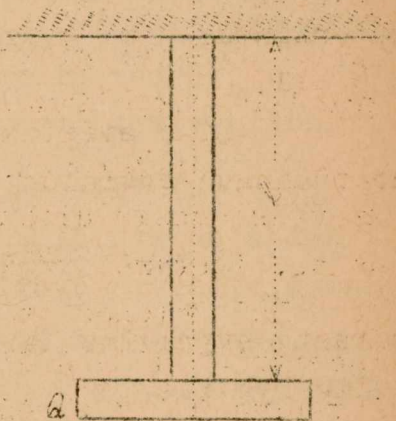
$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\varphi}{\varepsilon}} = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta \cdot \varepsilon \cdot l}{G \cdot I_p \cdot \varepsilon}} = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta \cdot l}{G \cdot I_p}} \quad (114)$$

Brėž. 82.

Iš čia matome, kad kiekvienas velenas priklausomai nuo savo dydžių ir medžiagos turi prie tos pačios jaudinančios masės inercijos momentą

ir prie to paties ilgio l savo virpesio laiką t .

Panagrinėsime atsitikimą, kada ant veleno aklai pasodinti du skriemuliai masių inercijos momentais Θ_1 ir Θ_2 (brėž. 83). Vienas iš jų yra sukantysis, kitas sukamasai. Velenas tarp jų vienam gale susukamas viena kryptimi, kitas gi galas priešinga kryptimi, todėl skriemulių tarpe bus neitralus veleno piūvis, vadinamas mazgu; tame piūvyje virpesio laikas vienodas, ar jį reikšime išeidami iš pirmo ar



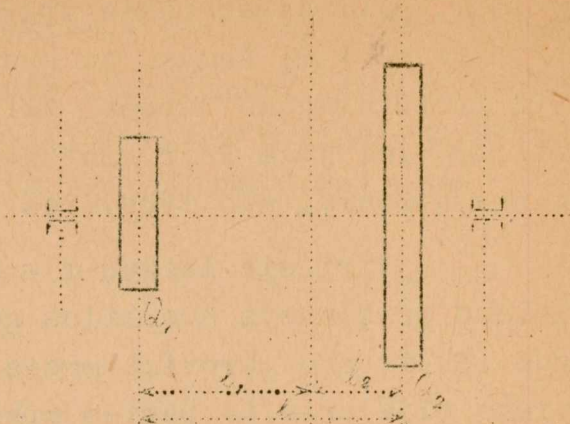
antro skriemulio padėties. Pažymėję to neutralaus piūvio atstumus nuo pirmo ir nuo antro skriemulio l_1 ir l_2 rašome pirmo ir antro skriemulio virpesio laikus T_1 ir T_2 ir juos sulyginame

$$T_1 = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta_1 l_1}{G \cdot I_p}} \quad T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta_2 l_2}{G \cdot I_p}}$$

$$T_1 = T_2 \text{ t.y. } 2\pi \sqrt{\frac{\Theta_1 l_1}{G \cdot I_p}} = 2\pi \sqrt{\frac{\Theta_2 l_2}{G \cdot I_p}};$$

$$\Theta_1 \cdot l_1 = \Theta_2 l_2; \quad \frac{l_1}{l_2} = \frac{\Theta_2}{\Theta_1}; \quad l_1 + l_2 = l$$

$$l_1 = \frac{\Theta_2 l^2}{\Theta_1 + \Theta_2}; \quad l_2 = \frac{\Theta_1 l^2}{\Theta_1 + \Theta_2} \quad \text{tada } t = 2 \sqrt{\frac{\Theta_1 \cdot \Theta_2 l^3}{G \cdot I_p \cdot (\Theta_1 + \Theta_2)}}$$



Brėž. 83.

Iš čia matome, kad velenas priklausomai nuo savo medžiagos ir dydžių turi savo virpesio laiką.

Jei galima numatyti jaudinimo periodą, tai galima numatyti ir rezonanso galimumą.

Veleno kritiškasis apsisukimų skaičius.

Aukščiau mes rupiai susipažinome su laisvaisiais tamprųjų grandžių virpėjimais.

Dabar gi rupiais bruožais paliesime priverstinius tamprųjų grandžių virpėjimus, būtent: a) velenų ir b) mašinų pamatų.

a) Velenas, atsirėmęs dviejuose pakakliuose, per vidurį apkrautas sunkiu disku svorio G . Dėl disko svorio velenas ramiai stovėdamas, iðsvyra dydžiu a (brėž.84).

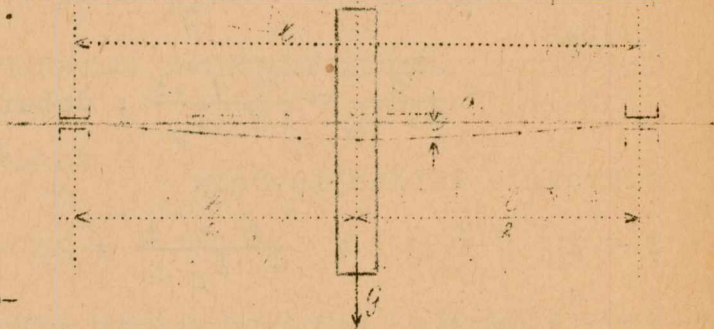
Kai velenas pradeda suktis, išcentrinė jėga C didina veleno išsvyrimą iki x (brėž.85), t.y., dėl išcentrinės jėgos veikimo išvirimas padidėja dydžiu $(x - a)$ ir tada dėl veleno medžiagos tamprumo, gaunasi pusiausvyra. Tamprumo jėgą atitinkanti išsvyrimo vienetui gauname iš lygties

$$l = c \frac{Q l^3}{EI}; \quad Q = \frac{EI}{c l^3};$$

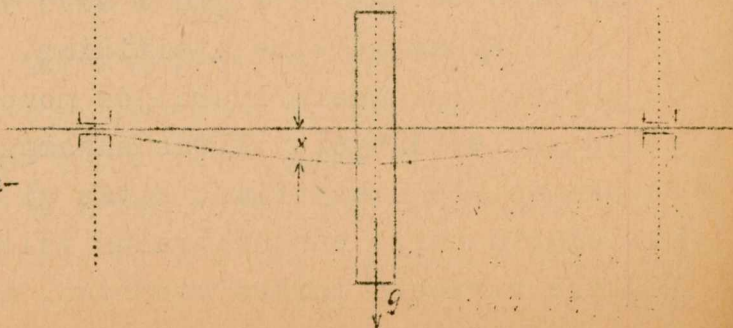
šiuo atveju $c = \frac{1}{48}$. Galime parašyti pusiausvyros lygtį

$$C = m \cdot \omega^2 x = \frac{G}{g} \omega^2 \cdot x = \frac{EI}{c l^3} (x - a)$$

$$\text{Iš čion } x = \frac{a}{1 - \frac{G}{g} \omega^2 \frac{c l^3}{EI}};$$



Brėž. 84.



Brėž. 85.

Kol $1 > \frac{G}{g} \omega^2 \frac{cl^3}{EI}$ didėjant ω didėja ir x , o kai $1 = \frac{G}{g} \omega^2 \frac{cl^3}{EI}$ tai x tampa lygus ∞ . t.y., velenas turėtų lūžti. Šią momentą vadinsime kritiškoju, o to momento kampinį greitį, arba apsisukimų skaičių vadinsime kritiskaisiais ir žymėsime atitinkamai

$$\omega_k \text{ ir } n_k; \quad \omega_k = \sqrt{\frac{EIg}{cl^3 G}}; \quad n_k = \frac{30 \omega_k}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{EIg}{cl^3 G}}; \text{ tada}$$

$$x = \frac{a}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_k}\right)^2} \quad (117);$$

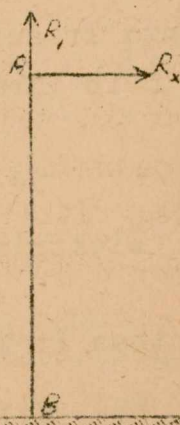
Kai velenas, tinkamai palikomas kitų dalių, peršoksta per kritiškųjų apsisukimų skaičių, tai toliau didėjant apsisukimų skaičiui, gaunasi štai koks vaizdas: $\omega > \omega_k$; tada x darosi neigiamas, t.y., velenas išlenksta priešingon pusėn; tas jo išlenkimas augant apsisukimų skaičiui vis mažėja ir prie $\omega = \infty$ $x = 0$; t.y., velenas išsitiesia. Praktiškai šios padėties pasiekti žinoma negalime, nes negalime didinti skaičių apsisukimų iki begalybės; bet sumažinti įlinki galime.

$$\text{Pavyzdžiui: } \omega = 2 \omega_k, \quad \text{tada } x = \frac{a}{1 - 4} = - \frac{a}{3}$$

$$\omega = \frac{\omega_k}{2} \quad x = \frac{a}{1 - \frac{1}{4}} = \frac{4a}{3}$$

Praktikoje, žiūrint mašinos konstrukcijos aplinkybių, stengiamasi, kad darbo metu vartojamieji apsisukimų skaičiai arba būtų 20% žemesni kaip kritiškieji, arba aukštesni 35 - 70%.

b. Jau aukščiau mes nagrinėjome judančių mašinos dalių (mechanizmas: skriejikas - švaistiklis - čiaučyklis) veikimą į stovą, atsirémimo į jį vietose. Jei tas jėgas perkelsime į stovo svorio centrą, tai galų gale gausime, kad stovo svorio centre veikia atstojamoji R ir tam tikras sukimo momentas atžvilgiu stovo svorio centro. Šitas sukimo momentas bus atlaikytas trinties jėgos momento, kai stovas bus tinkamai priveržtas varžtais prie pamato. Atstojamąją R išdėstysime į horizontalę F_x ašies X kryptin ir į vertikale R_y - ašies Y kryptimi. Tada gausis vaizdas, schematiškai parodytas brėž.86. Pamatas skaitomas kaip sija vienu galu (B) įtvirtinta; kitame gale (A) veikia jėgos R_x ir R_y . Jėgos R_y keliančios stovą nuo pamatų, veikimas gulščioje mašinoje nereikšmingas; jo ir nenagrinėsime.



Brėž. 86.

Jėgos R_x veikimas į stovą persiduoda pamatui ir verčia jį virpėti, kadangi pamato medžiaga tampri.

Be to jėga R_x periodiškai kintama; ji priklauso nuo skriejiko sukimosi kampo.

Galima sudaryti stovo svorio centro judėsio lygtį, kurios pagrindėjimas ir suteiks davinius apie surišto su stovu pamato virpėjimą. Skaitome, kad taškas A yra stovo svorio centras. Imame koordinacinių ašių sistemą, kurios centras randasi svarbiojo veleno centre. Tegul stovo, ramiai mašinai esant, svorio centro ordinatės bus x_0, y_0 ; kai mašina veikia, pamatų medžiagai tampriai esant, stovo svorio centras veikiant jėgai R drauge su pamatu pasiduoda į naują padėtį su ordinatėmis (x_1, y_1) . Dabar į tašką A veiks aukščiau minėta jėga R ir pamato tamprumo jėga proporcinga atstumui nuo pusiausvyros padėties $-(x_1 - x_0) \cdot k$. k - proporcingumo koeficientas. Su minusu paimta todėl, kad tamprumo jėga stengiasi mažinti atstumą nuo lygsvaros padėties. Dabar rašome judėsio ašies x kryptimi lygtį

$$M_0 \cdot \frac{d^2 x_1}{dt^2} = R_x - k(x_1 - x). \quad (120)$$

Jėga R_x kaip minėjome, priklauso nuo skriejiko sukimosi kampe ir kinta kosinuso dėsnio; tolimesnis šios lygties analitinis - integravimas parodytų, kad turime reikalo su eile garmoninių judėsių; todėl gautųsi eilė kritiškųjų apsisukimų skaičių; pagrindinis kritiškas skaičius yra pavojingiausias, kiti nebe tokie pavojingi. Smulkiai galima susipažinti su mašinų ant pamatų kritiškuoju apsisukimų skaičiumi pas Mercalova Mechanizmų dinamikoje.

MAŠINŲ DARBO MATAVIMAS.

Susipažinsime su kai kuriais prietaisais mašinų galingumui matuoti; tais prietaisais matuosime galingumą gaunamą iš mašinos svarbiojo veleno, t.y., N_e (efektyvų).

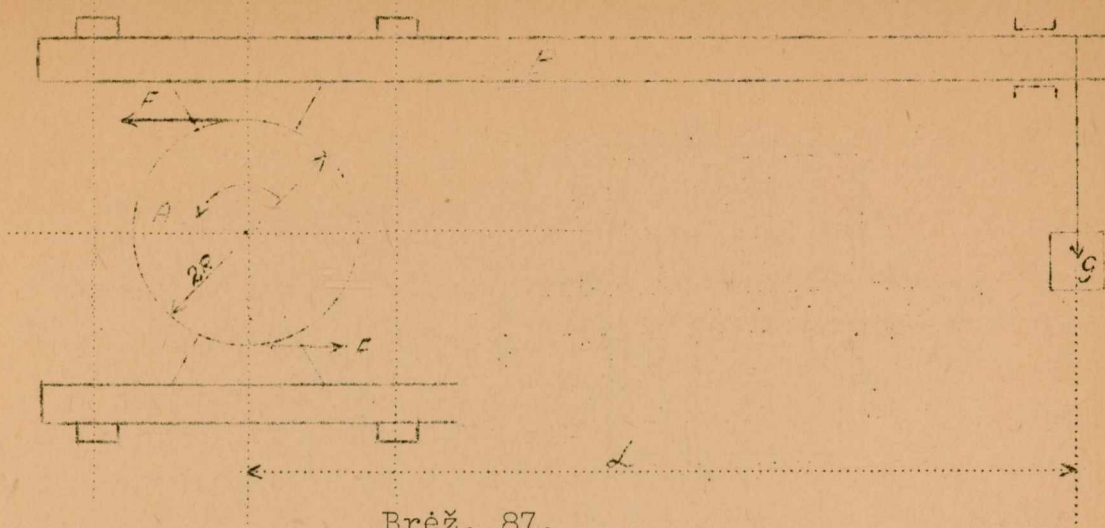
Mechaniniu būdu galingumui matuoti prietaisai vadinasi dinamometrais. Jais mes matuosime ištikrųjų svarbiojo mašinos veleno sukimo momentą ir suradę jį ir veleno apsisukimų skaičių n , atrasime galingumą N iš formulės

$$M_d = 71620 \frac{N}{n}; \quad N = M_d \cdot \frac{n}{71620}$$

Elektriniu būdu, kai tas galima, matuojame wattmetrais.

Dinamometras Prony.

Kai svirtis B randasi pusiausvyroje, sukantis skriemuliui A, kurį spaudžia kaladėlės, tai tas rodo, kad rato trinties momentas $2FR = G.L$ (sunkio G momentui atžvilgiu rato sukimosi ašies). Konstatavę apsisukimų skaičių n , galime rašyti



Brėž. 87.

$$N_e = \frac{1}{71620} \cdot M_d \cdot n = \frac{1}{71620} \cdot G \cdot L \cdot n$$

čion G - išreikšta kg ir L - sm.

Paskaičiuosime svarbesnių dalių dydžius.

Pasirenkame $2R = (5 - 6) d$, kur d - mašinos svarbiojo veleno diametras.

Pasirenkame svirties ilgį L sulig vietos;

Sunkis G randamas iš lygties $N = \frac{1}{71620} \cdot G \cdot L$, nes N apytikriai žinomas iš anksto.

Spaudimą į kaladėles K randame iš prigulmybės $K = \frac{F}{f_2}$;

- trinties skaičius imamas, 0,1; (tepamas paviršius).

F - randame iš lygties $2RF = G \cdot L$.

Kaladėlių plotis $b = 1,5 d$, kur d - sv. veleno diametras.

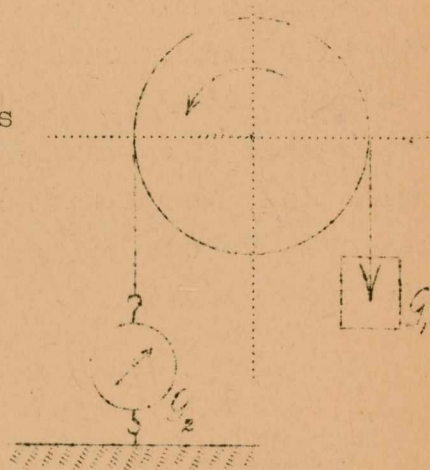
Kaladėlės ilgį l gausime iš lygties $K = k \cdot b \cdot l$; k - leidžiamas slėgis į sm^2 rato ratlankio.

Virvėnis dinamometras.

Skriemulys apvijotas virve, kurios vienas galas prijungtas prie spyruoklinių svarstyklių, kitas gi laiko svorį G; kai skriemulys sukasi, kaip parodyta brėžiny, ir virvė randasi pusiausvyroje, tai sukimo momentas bus

$M_d = (G_1 - G_2) \cdot R$; jei ratas daro n apsisukimų, tai

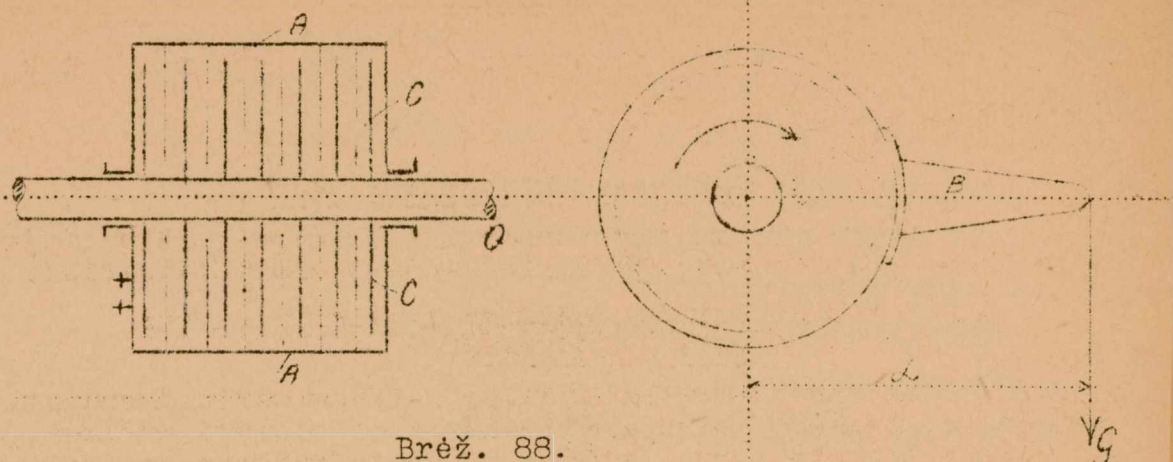
$$N = \frac{1}{71620} M_d \cdot n = \frac{1}{71620} (G_1 - G_2) \cdot R \cdot n.$$



Brėž. 88.

Gidraulinis dinamometras.

Dideliems greičiams ir galingumams esant, vartojamas hidraulinis dinamometras. Brėž. 88, rodo tokio dinametro schemą.



Brėž. 88.

Diskai C aklai pasodinti ant veleno O ; jie gali būti skylėti, kad gautųsi didesnis priešinimasis veleną O sukant. Apdaras A turi, kaip matosi iš brėžinio, skylėtas pertvaras. Vandens trinties pagautas apdaras A atsiremia svirtimi B į svarstyklės, kurios parodo jo spaudimą G. Tada sukimo momentas bus

$$M_d = G.L; \quad \text{galingumas } N = \frac{1}{71620} \cdot M_d \cdot n = \frac{1}{71620} \cdot G.L.n.$$

Čion L išreikštas sm. Statančios šios hidrodinamometrus firmos nurodo, kiek vienas diskas ryja energijos. Iš tų davinių galima spręsti, kiek diskų turi turėti hidraulinis ^{hidrodinamometras} (matuojinam galingumui surasti).

T U R I N Y S

II Dalis

Mašinų statika ir dinamika

Bendros pastabos

I. Mašinoje veikiančios jėgos.

Jėgų suskirstymas; matavimo vienetai; jėgų ir jų veiksmo vaizdavimai; mechaninė mašinų charakteristika.. 1 - 8

II. Mašinų judėjimo lygtis ir darbui perduoti dėsny.

Mašinos judėjimo lygtis; mašinos darbui perduoti dėsny; mašinų judesio periodiškumas; būdingi mašinos judėjimo laikotarpiai; mašinos naudingo veiksmo koeficientas 8 - 13

III. Žalingas mašinos priešinimasis.

Bendros pastabos

A. Slydimo trintis ir jos dėsniai:

Trinties kampas; trinties darbas ir jo galingumas; judėjimas nuožulnia plokšme aukštyn; judėjimas nuožulnia plokšme žemyn; trintis sraigtuose; trintis lankščiuose; trintis kulnuose; trintis krumpliaračiuose: cilindrinuose, kuginiuose, slieko ir jo rato trintis 13 - 24

B. Riedėjimo trintis: sunkaus cilindro riedėjimas veikiant $\vec{F}$ jėgų poriai; sunkaus cilindro riedėjimas veikiant $\vec{F}$ jėgų ridinamai jėgai; sunkių perstumimas ant apvalainių; stacionariniai apvalainiai; judėjimas ant volų 24 - 28

C. Lanksčių kūnų trintis: lynų ir grandinių standumo priešinimasis 28 - 32

IV. Veikiančių mašinoje jėgų pusiausviros klausimai.

Statikinis ir dinaminis nagrinėjimas. Analizinis būdas statikinėms mašinų dalių įrašoms surasti. Kennedy būdas. Mechanizmo grandžių įrašų suradimas, sudarant jėgų planą. Prof.N.E.Žukausko būdas (pagalbinės svirties būdas); nustatymas įrašų grandyse ir spaudimų kinematinuose poriuose, priimant dėmesin judančių grandžių masių dinaminį veiksmą 32 - 46

V. Duotųjų jėgų veikiamos mašinos judesys

Bendros pastabos. Kinetinė mechanizmo energija. Mašinos išibėgėjimas. Periodiniai netolydinio nusistovėjusio mašinų judesio greičių reguliavimas. Tangentinų jėgų ir varančių momentų diagrama. Priešinimosi jėgų momentų diagrama, varančiųjų jėgų darbo diagrama. Priešinimosi darbo diagrama. Kinetinės energijos prieauglių diagrama. Wittenbauerio diagrama. Smagračio skaičiuotė. Smagračio svorio suradimas. Mašinos greičio reguliavimas prie įvairių mašinos apkrovimų. Išcentrinų reguliatorių veikimo dėsniai. Kuginis išcentrinis Watto reguliatorius. Reguliatoriaus nejautrumo koeficientas. Watto reguliatoriaus nejautrumo įvertinimas. Mašinos apsisukimų skaičiaus sviravimas. Mašinos veikimas į pamatus. Sukamųjų mašinų atsverimas. Slenkamai judančių

masių atsverimas 46 - 71

VI. Mašinos mechanizmo tampaų grandžių virpėjimas.

Tiesialinijinis materialio taško virpėjimas; elastingo pakabinimo virpėjimas. Skersiniai virpėjimai. Velenų sukamieji sviravimai. Veleno kritiškasis apsisukimų skaičius. Mašinų pamatų virpėjimas 71 - 77

VII. Mašinų darbo matavimas.

Dinamometras Prony. Virvinis dinamometras. Hidraulinis dinamometras 77 - 79